

621.892

7681

Ф 19

ЭРИХ ФАЛЬЦ

**ОСНОВЫ
СМАЗОЧНОЙ
ТЕХНИКИ**

ОНТИ НКТП СССР
ГОСМАШМЕТИЗДАТ

621.892

Ф-19

621.89

Ф 19

ЭРИХ ФАЛЬЦ

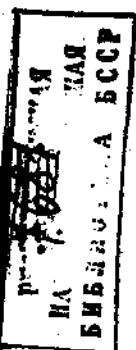
ДЕП



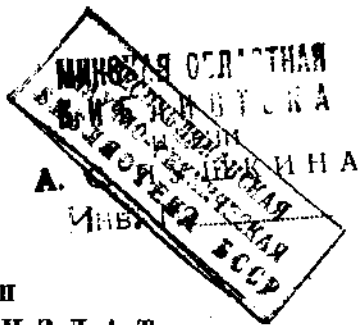
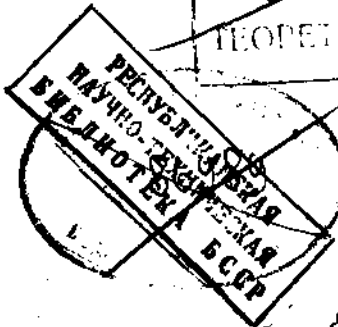
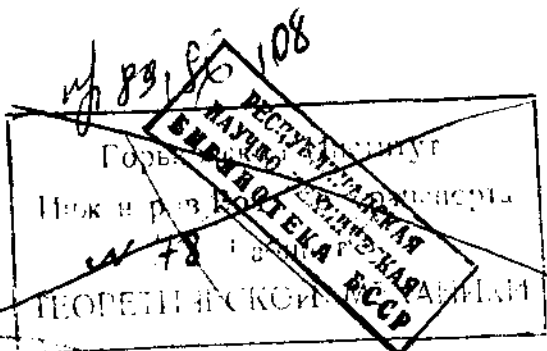
ОСНОВЫ СМАЗОЧНОЙ ТЕХНИКИ

Перевод со второго немецкого издания

Н. А. НИКИТИНА



46153



ОПТИЧЕКИ
ГОСМАШИНТЕХИЗДАТ
МОСКВА 1984 ЛЕНИНГРАД

Grundzüge der Schmiertechnik

Berechnung und Gestaltung vollkommen geschmierter
gleitender Maschinenteile

VON

Erich Falz

Цель настоящей книги — дать в понятной и доступной форме изложение основ смазочной техники по состоянию на сегодняшний день. В книге полностью охвачены вопросы теоретического и практического характера, связанные с рациональным ведением смазочного дела. В конце каждой главы приведены резюме-выводы. Теоретические выкладки пояснены практическими примерами. В книге приведен ряд аварийных случаев с анализом причин их возникновения и соответствующими практическими выводами.

Книга рекомендована ГУУЗ НКТП СССР в качестве учебного пособия для вузов.

Оглавление

Предисловие к первому изданию	7
Предисловие ко второму изданию	8

I. Сущность совершенной смазки

1. Несовершенная и совершенная смазка. Значение скользящих подшипников в машиностроении. Определение понятия о поперечных и продольных подшипниках. Современное подразделение различных видов трения. Сущность жидкостного трения и его практическое значение. Стремление к совершенной смазке — главная задача современной техники смазки	9—12
2. Процесс смазки плоских поверхностей скольжения. Идеальный случай чистого жидкостного трения в практике. Клиновья смазка. "Динамическое плавание" как основа гидродинамической теории. Практическое осуществление совершенной смазки. Обманчивые представления о возможностях смазки	12—16
3. Процесс смазки вращающихся цапф. Условия поддержания жидкостного трения у поперечных подшипников. Значение скорости скольжения, зазора и свободной самоустановки вкладыша. Недостатки жестких подшипников. Правильный и неправильный подвод смазки	16—21
4. Действие смазочных канавок. Влияние смазочных канавок на нагрузку у поперечных подшипников. Смазочные канавки рабочей поверхности цапф. Применение смазочных канавок в осях и у поверхностей скольжения, движущихся с небольшой скоростью	21—29
5. Процесс смазки у качающихся цапф. Понятие о качающемся подшипнике. Подвод масла и смазочные канавки у качающихся цапф с переменной давления и без такового. Зазор у качающихся цапф. Принципиальная разница условий смазки у вращающихся и качающихся цапф	29—35

II. Общие принципы расчетов

6. Гидродинамическая теория. О возможности расчета при совершенной смазке поверхностей скольжения. Основатели гидродинамической теории. Наиболее значительные теоретические и экспериментальные исследовательские работы. Основное различие в трении при совершенной и несовершенной смазке	35—38
7. Вязкость смазочных материалов. Понятие о вязкости и ее практическое измерение. Вязкость по Энглеру и абсолютная вязкость. Зависимость вязкости от температуры смазочного масла	39—48
8. Влияние зазора. Полуохватывающий вкладыш как основная форма поперечного подшипника. Зависимость положения цапфы в подшипнике от удельного давления, вязкости масла, зазора и скорости вращения. Теоретическое и практическое определение пути центра вала. Положение вала при бесконечной и конечной длине подшипника. Числовые величины зазора	49—54
9. Наименьшая толщина смазочного слоя. Абсолютная и относительная "наименьшая толщина смазочного слоя". Общее определение наименьшей толщины смазочного слоя. Расчет наименьшей толщины смазочного слоя по давлению, вязкости и скорости скольжения. Наибольшая относительная толщина смазочного слоя. Особенно неблагоприятные условия смазки	54—59

III. Способность вполне смазанных скользящих поверхностей выдерживать нагрузку

10. Наименьшая допустимая толщина смазочного слоя. Высота неровностей обработанных поверхностей по практическим опытам. Идеальный и действительный диаметр подшипника. Ограничение нагрузки подшипника несовершенством обработки скользящих поверхностей. Современные методы обработки поверхностей скольжения. Нормально допустимая наименьшая толщина смазочного слоя	59—65
11. Допустимое удельное давление у поперечных подшипников. Недостаточность существовавших до настоящего времени правила относительно допустимого удельного давления. Зависимость допустимого удельного давления от числа оборотов, зазора, диаметра цапфы, вязкости масла и обработки поверхности. Влияние изгиба цапфы, положения подшипника и длины его на допустимое удельное давление	65—75

12. Приработка поперечного подшипника. Повышение поддерживающей способности благодаря совершенной обработке скользящих поверхностей. Гидродинамическое объяснение процесса приработки. Приработка естественная и с коллоидальным графитом. Обстоятельства, при которых требуется приработка. Подшипники, не требующие приработки 76—79

13. Допустимое удельное давление у плоских поверхностей скольжения. Общая и действительная опорная поверхность. Подъем клина и длина острого клина. Зависимость поддерживающей способности от скорости скольжения, вязкости масла, подъема клина, длины и ширины клинковой поверхности. Влияние обработки поверхностей скольжения, самоустановки, прогиба и тепловой деформации. Недостаточность существовавших до сих пор правил, которыми определялась граница допустимого удельного давления 79—87

IV. Условия трения при совершенной смазке

14. Коэффициент трения подшипника. Вычисление коэффициента трения подшипника. Наиболее благоприятная величина трения. Влияние конечной длины подшипника. Средний коэффициент трения подшипника. Своеобразие полужидкостного трения. Сравнительное сопоставление кривых трения, определенных экспериментально и путем вычисления 88—96

15. Наиболее благоприятные условия трения у подшипника. Определение коэффициента трения по относительному положению цапфы в подшипнике. Зависимость трения от зазора и наименьшей толщины смазочного слоя. Допустимый зазор. Влияние смазочного материала на размеры подшипника и размеров подшипника на выбор смазочного материала 96—103

16. Управление теплотой трения подшипника. Процесс и расчет образования и отвода теплоты. Тепловой баланс и температура подшипника. Естественное и искусственное охлаждение. „Лучеиспускающая способность“ по практическим опытам. Предварительное определение температуры подшипника при данном сорте масла. Безопасность работ при большом числе оборотов. Определение экономии в расходе энергии на преодоление трения в связи с изменением температуры подшипника 104—120

17. Соотношения трения у плоских поверхностей скольжения. Коэффициент трения у плоских поверхностей скольжения. Наименьшая величина коэффициента трения и работы трения. Определение температуры смазочного слоя путем вычисления теплового баланса. „Факторы лучеиспускания“ для башмаков кривокофа и для комбинированных поперечно-продольных подшипников. Границы естественного охлаждения. Тепловой баланс при искусственном охлаждении 120—131

18. Общий расчет поперечных подшипников. Главные пункты расчета подшипника: достаточная безопасность работы, наименьшее трение, соответствующая температура. Отношение длины подшипника к его диаметру. Учет влияния прогиба цапфы. Пригонка по DIN на свободный ход как основа для зазора. Отклонения от норм у турбогенераторов. Эмпирические формулы вместо $p \cdot v$ для современных трансмиссионных подшипников 131—142

19. Общий расчет продольных подшипников и ползунов кривокофа. Наиболее благоприятные условия трения при данных размерах или данном смазочном масле у продольных подшипников и ползунов. Расчетные данные. Применение нормального подъема клина с пришаброванными клиновыми поверхностями и небольшими подъемами с пришаброванными клиновыми поверхностями 142—150

V. Способы смазки, смазочный материал и материал подшипников

20. Способы подачи масел и масел. Скудная смазка и полная смазка. Циркуляционная промывочная смазка. Кольцевая смазка со свободным и наглухо прикрепленным кольцом. Промывная смазка при естественном и при искусственном охлаждении. Характеристика различных методов смазки. Выгода смазки под давлением. Целесообразная смазка поршней. Смазка мази и ее выгоды 150—161

21. Смазочные приборы для масел и масел. Зубчатый масляный насос. Расчет зубчатого насоса. Работа масляных фильтров. Расчет фильтров. Конструкция фильтров под давлением и масляных охладителей. Смазочные прессы и смазочные насосы 162—182

22. Смазочные материалы и металлы для подшипников. Характеристика смазочных свойств по физико-химическим исследованиям. Важнейшие качества машинных масел. Установление требуемой вязкости масла расчетом или практическим опытом. Смазочные мази. Графитовые смазочные материалы. Регенерирование отработанных масел. Чугун как материал для подшипников. Белый металл для заливки подшипников. Бронза для подшипников . 182—213

23. Потребность в смазочном и охлаждающем масле. Расчет потребности в смазочном материале. Расчет потребности масла для поперечных подшипников, продольных подшипников и ползунов с каплевой смазкой. Расчет для смазки под давлением с естественным и искусственным охлаждением. Особые формулы для паровых машин, автомоторов и паровых турбин. Расчет масляных трубопроводов. Поперечное сечение отверстия для промывочного масла при искусственном охлаждении 213—243

VI. Практические примеры и указания

24. Конструкции подшипников. Вьюфелевский подшипник с кольцевой смазкой. Универсальный подшипник Фальца для смазки маслом и мазью. Поперечный подшипник паровой турбины АЕГ. Принцип упорного подшипника Митчелля и границы его применения. Однокольцевой упорный подшипник АЕГ. Сегментный упорный подшипник Броун-Бювери. Продольный подшипник Фальца для паровой турбины и упорный судовый подшипник главного вала. Подшипник Фойхта для вертикальных водяных турбин. Вертикальный продольный подшипник Фальца для водяных турбин. Кольцевой подпятник Эшера-Висса для водяных турбин. Установка приводов, механ. паров. маш. по Фальцу . 244—262

25. Общие указания и формулы. Важнейшие указания с точки зрения техники смазки для конструкторов, заведующих мастерскими и производством. Собрание формул вместе с кратким ходом расчета для поперечных подшипников, продольных подшипников и ползунов крейцкопфов. Определение наиболее благоприятных соотношений трения при наибольшей безопасности работы, при данных размерах или при данном смазочном материале 262—289

26. Примеры практических расчетов. Расчет поперечных подшипников для данной общей нагрузки и числа оборотов при свободном выборе смазочного материала и при данном смазочном средстве. Расчет ползунов крейцкопфов и продольных подшипников при данных главных размерах и при данном смазочном материале. Естественное и искусственное охлаждение (24 отдельных примера) 280—302

27. Интересные случаи из практики. Нагревающийся внешний подшипник. Стук в подшипнике коленчатого вала. Износ ползуна крейцкопфа. Ложные смазочные канавки. Сработавшийся вертикальный подшипник. Дрожание у подшипников турбины. Нагревающийся масляный насос с зубчатыми колесами. Необыкновенный износ поршня. Нагревающийся подшипник циркулярной пилы. Изнашивающееся шлифовальное кольцо. Устранение излишка масла. Нагревающийся осевой подшипник. Ненормальный износ цапфы. Подпятник, работающий силой клина. Своеобразная графитовая смазка. Несоответствующее моторное масло. Неустойчивый вал шлифовального станка. Необъяснимое большое потребление масла осевым подшипником. Неудачная смазка под давлением. Самосмазывающийся подшипник охлаждающего водяного насоса. Успешная перестановка смазки. Дребезжащий подшипник небольшого электромотора. Борьба с износом коленчатого вала. Укорочение подшипника электромотора. Нагревающиеся параллели большой газовой машины. Неприятные подшипники паровой машины. Ненормальная работа червячной передачи. Износ трамвайного подшипника. Подшипник прокатного стана с большой нагрузкой. Удешевленная установка электромотора 302—319

Заключение

Физико-химические исследования до сих пор еще не поколебали гидродинамической теории. Неосновательность слишком больших ожиданий в отношении точности расчетов подшипника. Недостатки и посторонние влияния. Практическая польза прежней „смазочной техники“ 320

Значение знаков в формулах 322

1. Номограмма для определения температуры нагрева подшипника.
2. Номограмма для определения взаимоотношения между абсолютной и относительной вязкостью масла по Энглеру.
3. Номограмма для определения допускаемого удельного давления в зависимости от диаметра вала.
4. Номограмма для определения величины зазора в зависимости от величины диаметра цапфы при пригонке на свободный ход.
5. Номограмма для определения диаметра вала в зависимости от общей нагрузки.
6. Номограмма для определения абсолютной вязкости масла в зависимости от характеристики масла и температуры.
7. Номограмма для определения коэффициента трения.
8. Номограмма для определения работы трения в зависимости от коэффициентов лучейспускания, температур трения, диаметра вала и длины подшипника.
9. Номограмма для определения температуры нагрева подшипника.
10. Номограмма для определения толщины смазочного слоя.
11. Номограмма для определения абсолютной вязкости масла, наиболее соответствующего размерам данного механизма.

Литературный указатель 333

Предметный указатель 337

Предисловие к первому изданию

По всей вероятности, ни одна область техники не требует такого настоящего изучения своих основ, как смазочная техника: на это указывают многочисленные противоречия и неясности в существующих воззрениях на трение и смазку, вследствие которых невозможно создать единого представления о понятиях, имеющих в настоящее время по этой отрасли знания.

Объясняется это, во-первых, несомненно большой трудностью вопроса, которая большинством недооценивается, а, во-вторых, тем, что лучшие и важнейшие результаты исследований редко публикуются в форме, позволяющей техническому персоналу без затруднений использовать их в своей практике. Последнее, в свою очередь, зависит от постановки исследовательских работ, в которых путем и методом исследования посвящается гораздо больше внимания, чем практическим выводам из результатов исследований.

Вследствие этого на долю прикладного знания выпадает благодарная задача стать посредником между чисто научно-исследовательскими работами и заводской практикой, применяя единое „учение о смазочной технике“. Такая работа, без сомнения, очень трудна, но интересы общего дела вполне оправдывают попытку выполнить ее, несмотря даже на то, что она, может быть, и не всеми будет признана. Автор, выпустив в 1921 г. свой труд: „Конструктивные директивы смазочной техники при постройке паровых машин“, получил от проф. Гюмбеля, являющегося пионером-исследователем в области трения и смазки (к сожалению, так рано умершего), письмо со словами: „Принимая все это во внимание, я не могу скрыть своей радости и удивления по поводу того, что дано такое ясное представление о сущности рациональной смазки“. Это поощрение и побудило автора написать книгу, дающую понятие об основах смазочной техники, которое должно послужить соединительным звеном между теорией и практикой.

Автор надеется, что будет принята во внимание как трудность самого предмета, так и трудность попытки дать о нем единое представление и эта работа будет принята, в частности научными работниками, с такой же снисходительностью, с какой принимались и другие подобные работы из области прикладного знания.

Цель настоящей книги—дать во вполне понятной форме основы смазочной техники по состоянию знаний на сегодняшний день, чтобы эти знания могли быть использованы техническим персоналом на производстве при конструировании, расчете и выполнении механизмов. Эта цель могла быть достигнута при некоторых ограничениях, которые с чисто научной точки зрения могут показаться недостатком. Так, например, пришлось опустить все сложные подробности, чтобы не нанести ущерба ясности и чисто практическому характеру изложения. Приведенный в конце книги указатель литературы служит до некоторой степени компенсацией этого.

Особое внимание обращено на помещенные в конце каждой главы краткие, точные выводы, в которых подчеркнуто важнейшее и которые позволяют сделать общий обзор и быстро ориентироваться в содержании. В конце книги помещены общие руководящие указа-

ния о смазочной технике, которые могут быть полезны в работе, причем эти указания пояснены соответствующими примерами.

Если эта работа будет способствовать замене нецелесообразных конструкций и методов смазки более усовершенствованными приспособлениями, построенными на научных основаниях, то цель ее будет достигнута. Вообще следует подчеркнуть, что правильное разрешение вопросов о целесообразной смазке имеет большое значение для интересов народного хозяйства.

Ганновер
февраль 1925

Э. Фальц

Предисловие ко второму изданию

То обстоятельство, что первое издание быстро разошлось и вместе с тем получило благоприятные отзывы как от отечественных, так и от заграничных специалистов, может рассматриваться, как доказательство того, что инженерами-производственниками, действительно, ощущалась потребность в подобном специальном изложении основ смазочной техники. Оригинальность книги также произвела, очевидно, благоприятное впечатление.

Как указывалось в заключении к первому изданию, в нем неизбежны были неточности, устранение которых было отложено до следующего издания. В первом издании имелось также некоторое количество опечаток, за обнаружение которых еще раз приношу благодарность внимательным читателям.

Автор и его ассистенты, пользуясь книгой при практических конструктивных работах, при экспертизах и консультациях для тяжелой промышленности, выявили потребность не только в устранении небольших недочетов, но и в расширении некоторых частей. Пришлось совершенно заново переработать отдельные расчеты, опустив все ненужные подробности, чтобы достигнуть более краткой и точной формулировки, более лучшей ориентировки и более удобного практического использования книги.

Помимо некоторых новых оснований для расчета и практических примеров в настоящем издании помещены также результаты многих опытов, являющиеся доказательством правильности теоретических положений. Кроме того, при переработке заново приняты во внимание позднейшие исследования по технике смазки, произведенные на физико-химических основаниях, причем это не произвело никаких изменений в построении расчетов.

Существенно расширена глава о практических примерах; она в значительной своей части пополнена описанием тех новых конструкций, которые имели успех. Эти данные почерпнуты автором из его обширной консультационной практики. Благодаря непрерывному контакту с машиностроительной промышленностью также значительно обогащена глава „Интересные случаи из практики“ примерами усовершенствований и удешевлений, полученными в результате советов автора в конструктивном отношении. Прочие изменения, перечисление которых заняло бы здесь много места, можно видеть по оглавлению.

Принимая во внимание произведенную тщательную переработку заново, автор надеется, что исправленная и существенно расширенная книга сможет завоевать себе еще большее количество друзей.

Ганновер
апрель 1931

Э. Фальц

I. Сущность совершенной смазки

1. Несовершенная и совершенная смазка

Среди смазываемых машинных частей *скользящий подшипник* имеет, без сомнения, самое широкое распространение как в виде *поперечного подшипника* (у которого нагрузка перпендикулярна оси), так и в виде *продольного подшипника* (у которого нагрузка действует вдоль оси). К числу наиболее известных поперечных подшипников относятся: трансмиссионные подшипники, подшипники коленчатого вала, опорные подшипники паровых турбин, подшипники вагонных осей и т. п.; к числу продольных подшипников относятся: осевые, упорные подшипники судовых валов, упорные подшипники паровых турбин, подпятники водяных турбин, упорные подшипники вала червячной передачи и т. д. Принимая во внимание чрезвычайно ответственную роль скользящих подшипников в машиностроении, нужно обратить особое внимание на возможно лучшее изготовление и надлежащую смазку их, так как от этого зависит надежность и работоспособность всей машины или производственной установки. Вместе с тем надо позаботиться — при наивысшем качестве работы — о наиболее дешевой стоимости конструкции подшипников.

Целесообразная форма и обработка подшипников, безусловно, требует знаний важнейших законов трения и смазки, поскольку они кажутся нам в настоящее время практически применимыми при производстве подшипников и прочих поверхностей скольжения. Знания, как известно, никогда нельзя рассматривать, как вполне законченные: прогресс непрерывно дополняет их, исправляет, проверяет, заменяя несовершенные методы более совершенными, и новые теории или воззрения могут найти признание только тогда, когда они достаточно обоснованы, имеют практическое значение и представляют собой действительный шаг вперед.

Это замечание является уместным потому, что как раз в последнее время замечается такое обилие критики и новых открытий, что иногда создается впечатление, как будто все познания, существовавшие до сих пор, опрокинуты вверх ногами. Однако при внимательном рассмотрении новых предложений с точки зрения их практической ценности очень часто обнаруживается, что дело идет или об известном уже факте в новой трактовке или о новых факторах сравнительно небольшого значения, относительно же потрясения существующих основ не может быть и речи. Нередко также случается, что односторонние и незрелые работы шумно возвещают о громад-

ном перевороте, не совершая такового в действительности. Поэтому в этой книге, имеющей в виду дать возможно более точно проверенные указания для практической работы, не приняты во внимание те новости, которые еще не вполне надежны.

Прежнее понимание сущности скользящего трения, которое до сих пор еще встречается в новейших учебниках по расчету деталей машин, имело в основании предположение, что процесс трения подчиняется *закону Куломба*:

$$W = \mu P \text{ кг}, \quad (1)$$

или: сопротивление трения равно коэффициенту трения, умноженному на нормальное давление, причем μ обозначает по преимуществу неизменную величину, зависящую от свойств материала и определяемую для различных условий практическим опытом. По этому закону коэффициент трения μ остается постоянным при изменении удельного давления и скорости движения.

В зависимости от того, идет ли речь о сухих или о скудно смазанных поверхностях, говорят о „сухом“ или „полусухом“ трении и сообразно этому различают коэффициенты сухого и полусухого трения. Однако большая часть руководств дает для обоих видов трения различные числовые значения.

Эти коэффициенты трения могут найти применение при расчете ленточного тормоза и тормоза с колодками, при фрикционной передаче, при фрикционном сцеплении и т. д., лишь в тех случаях, когда давление на единицу поверхности и скорость движения не выходят за границы установленных для этих коэффициентов числовых значений.

Сухое трение в машинных частях допускается в таких местах, где трение должно производить задержку, например, при фрикционных передачах, у конических рукояток инструментов, клиновых соединений, колесных тормозов и др. Именно в этих случаях появляется в большей или меньшей степени так называемое „заедание“ от соприкосновения поверхностей друг с другом со значительной силой.

Полусухое трение развивается во время начала движения у скользящих подшипников и у других скользящих поверхностей, например, у кулисных камней, золотников, винтов, шарниров и шарнирных соединений, качающихся подшипников, супортов машин-орудий и фрикционных сцеплений, которые должны сцепляться под нагрузкой.

В то время, как при перечисленных видах трения трущиеся поверхности находятся в непосредственном соприкосновении друг с другом и процесс трения состоит отчасти в упругой, отчасти в остающейся деформации, у так называемого „жидкостного“ трения этого не наблюдается. Жидкостное трение характеризуется той особенностью, что между двумя частями, скользящими друг по другу, все время находится хотя и тонкий, но все же сплошной слой жидкости (смазочный слой), который отделяет обе скользящие поверхности друг от друга все время и по всей площади, так что непосредственного соприкосновения их не происходит, а вместе с тем не происходит и деформации поверхностей трения (изнашивания).

Для процессов трения такого рода закон Куломба, который опирается исключительно на коэффициент трения работы твердых тел,

не приложим, так как сопротивление движению в этом случае будет определяться только внутренним трением смазочной жидкости. Следовательно, при жидкостном трении речь идет не о непосредственном трении, но о сопротивлении жидкости силе сдвига. Основу для определения жидкостного трения дает нам закон Ньютона, о котором дальше будет говориться более подробно. Этот закон, так же как и закон Куломба, является основным законом, правильность которого подтверждена многими практическими опытами.

Так как опыты показали, что трение частичек жидкости значительно меньше обоедного трения твердых тел, последнее следует заменять по возможности жидкостным трением. Несомненно, достижение этой цели зависит от множества условий, выполнение которых не всегда возможно. Если, например, слой жидкости между обеими скользящими поверхностями будет слишком тонок, так что местами металлическое трение присоединится к жидкостному трению, то получится вместо „жидкостного“ трения только „полужидкостное“. Последнее состоит из жидкостного трения и полусухого и составляет переходную стадию между этими двумя видами трения. Следовательно, оно больше жидкостного и меньше полусухого трения. Примерами полужидкостного трения будут: недостаточно или неправильно смазанные подшипники, ползун крейцкопфа, качающийся подшипник, червячная передача, зубчатые колеса, поршни и т. п.

При благоприятных условиях и правильной конструкции чистое жидкостное трение вполне достижимо у поперечных и продольных подшипников, у направляющих и у салазок, т. е. оно из всех форм трения является, без сомнения, самым распространенным; оно составляет идеальный случай трения и поэтому те трущиеся поверхности, которые работают с чистым жидкостным трением, называются вполне смазанными поверхностями, в противоположность неполной смазке при полужидкостном и полусухом трении. Таким образом процессы трения в скользящих подшипниках только одним законом Куломба, без учета влияния смазочного слоя, объяснены быть не могут.

Этим самым уже определяется главная задача смазочной техники: она состоит в том, чтобы найти и установить условия, при которых достигается и на продолжительное время поддерживается чистое жидкостное трение.

При совершенной смазке можно достигнуть целого ряда технических и экономических выгод, а именно:

- 1) устранить, вернее уменьшить, изнашивание;
- 2) уменьшить потери на трение;
- 3) повысить способность выдерживать нагрузку;
- 4) повысить безопасность работы;
- 5) уменьшить расход масла.

Каким образом и при помощи каких мер могут быть достигнуты упомянутые выше выгоды, будет изложено в последующих главах.

Смазка, примененная с целью уменьшения трения, все же остается неполной до тех пор, пока существует непосредственное соприкосновение трущихся поверхностей. Полная же смазка достигается только в тех случаях, когда трение поверхностей устранено и существует только чистое жидкостное трение. При этом, однако, следует указать

на то, что жидкостное трение не достигается только путем обильной смазки, т. е. нельзя достигнуть полной смазки путем простого поливания маслом двух поверхностей неприспособленной формы, скользящих друг по другу при сухом или полусухом трении. Наоборот, подшипник, работающий, например, с жидкостным трением, при значительном уменьшении подачи смазочного материала перейдет к полужидкостному трению и от него — к полусухому, а затем, при полном недостатке смазочного материала, будет работать с сухим трением. Объяснение и обоснование этой своеобразной связи будет дано ниже, при рассмотрении сущности жидкостного трения.

Выводы

1. Сухое трение. Смазка отсутствует. Трение подчиняется закону Кулона. Встречается у тормозов, в конических рукоятках инструментов, у фрикционных передач, в клиновых соединениях и т. д. Используется для *воспрепятствования* скользящему движению или для временного скольжения. В последнем случае износ велик (заедание).

2. Полусухое трение. Смазка неполная (вследствие недостатка смазочного материала, а при несоответствующей форме поверхностей скольжения — и при обильном подводе смазочного вещества). Трение подчиняется закону Кулона. Встречается у кулисных камней, винтов, в шарнирах и звеньях цепей, а кроме того, у фрикционных передач и у всех поверхностей скольжения при начале движения, когда полная смазка невозможна. Износ при продолжительной работе значительный.

3. Жидкостное трение. Смазка полная. Трение подчиняется закону жидкостного трения. Встречается у правильно построенных и целесообразно смазанных поперечных и продольных подшипников, прямых направляющих, салазок и т. д. Износ равен нулю.

4. Полужидкостное трение. Смазка неполная. Трение подчиняется отчасти закону жидкостного трения, отчасти закону Кулона. Встречается у неправильно или недостаточно смазанных подшипников и салазок, у подшипников качающихся цапф, червячных передач, зубчатых колес, поршней и т. д. Износ умеренный.

5. Резкое разграничение между полужидкостным и полусухим трением практически невозможно.

2. Процесс смазки плоских поверхностей скольжения

После указания на большое техническое и экономическое значение полной смазки нужно попытаться выяснить те важнейшие условия, которые необходимы для достижения чистого жидкостного трения и прежде всего у плоских скользящих поверхностей.

В качестве примера для последующих рассуждений возьмем ползун крейцкопфа поршневой машины с поршневым штоком, причем нужно отметить, что объяснение рассматриваемых процессов подсказано случаем из практики, благодаря которому автор впервые (в 1916 г.) обратил внимание на проблему полной смазки.

Случайно, при починке воздушного насоса паровой машины, работавшей 25 лет, было замечено, что на задних салазках ясно и отчет-

ливо виден резкий рисунок пришабровки, как будто направляющая только что заново была пришабрена. Машинист же между тем уверял, что за 25 лет, в течение которых он обслуживает машину, ремонта задней направляющей не производилось.

Это обстоятельство вызвало до некоторой степени удивление, так как все привыкли к тому, что направляющие у старых машин имеют тусклосерый вид, т. е. вид шлифовки. Вполне достоверные сведения подтвердили, что на самом деле никакого ремонта задней направляющей за все время работы машины не производилось. Разрешение загадки, следовательно, нужно было искать в чем-то другом, имея в виду как нормальные условия работы крейцкопфа и направляющих параллелей, так и применяемое масло.

Направляющие параллели были гладкие, без смазочных канавок или каких-либо насечек, задний крейцкопф сделан с одним суставом (шарниром).

Благодаря ремонту привода воздушного насоса можно было произвести разборку заднего крейцкопфа и осмотр его дал, правда только путем сопоставлений, искомое объяснение. Опорная поверхность ползуна также была без смазочных канавок и чисто притерта. Рисунок притирки переходил, однако, приблизительно на 1 см. от передней и задней кромки в чисто зашлифованное, очень плавное закругление.

Посредством этого закругления ползун крейцкопфа должен был, очевидно, подобно гидроплану, набегать на смазочный слой и держаться на нем, плавая, благодаря скорости движения. Это соображение оказалось правильным и, таким образом, путем наблюдений и сопоставлений была осознана основная мысль „динамического плаванья“.

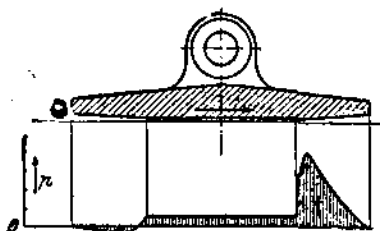
Тот факт, что у других машин ползун крейцкопфа выполнялся с острыми краями, доказывал, что изнашивание направляющих и крейцкопфов происходило только вследствие отсутствия такого плавного закругления. Нужно при этом заметить, что раньше, во время изготовления крейцкопфа, тщательность выполнения отдельных деталей вполне зависела от развития и усмотрения рабочего, так как чертежи содержали в себе только главные размеры и наиболее важные данные. Только этим и объяснялось такое выполнение крейцкопфа, отступающее от обычных норм. Других машин с подобным выполнением крейцкопфа не удалось обнаружить; очевидно, слесарь, который был в этом повинен, работал у фирмы, выпускавшей эти машины, непродолжительное время.

Описанный случай дал толчок к обширным исследованиям, в основу которых была положена „гидродинамическая теория смазанных машинных частей“, основанная еще *Петровым* и *Осборном Рейнольдсом*, развитая дальше *Зоммерфельдом* и примененная, при измененных предположениях, к практике *Гюмбелем*. По этой теории упомянутое выше наблюдение объясняется следующим образом.

Появление чистого жидкого трения предполагает возрастание давления в смазочном слое, которого в таком случае будет так велико, что вполне сможет противостоять нагрузке, испытываемой скользящими частями. Но в смазочном слое между двумя параллельными друг по другу скользящими плоскостями не может возникнуть повышенного давления, несмотря на движение; наоборот, слой масла,

находящийся между обеими плоскостями, был бы в короткое время совершенно вытеснен нагрузкой. Дальнейшее скольжение происходило бы тогда при полусухом трении, предполагая, что ползун сделан с острыми кромками, как это обыкновенно бывает у большинства старых крейцкопфов.

Если же наклонный плоский башмак с приподнятым краем двигается вперед и набегают на имеющийся смазочный слой, так что между обеими скользящими поверхностями образуется слой масла клинообразной формы с острием клина, направленным против движения, то в масляном слое, вследствие движения и вязкости смазочного материала, образуется повышенное давление, которое при известных условиях может быть настолько велико, что ползун, несмотря на испытываемую им нагрузку, будет плавать на слое масла. Металлическое соприкосновение обеих скользящих поверхностей будет на продолжительный срок устранено вследствие действия силы клина смазочного слоя, и скольжение будет происходить при чистом жидкостном трении.



Фиг. 1. Подъем давления в смазочном слое при посредстве однократной клиновой поверхности (основной принцип смазки силой клина).

Такой принцип смазки силой клина и был осуществлен, конечно, в грубом приближении, у ползуна крейцкопфа, описанного выше. Несмотря на то, что только незначительная часть поверхности была скошена, того повышения давления в масляном слое, которое образовалось под скошенной частью, оказалось вполне достаточным для того, чтобы удерживать весь крейцкопф с его на-

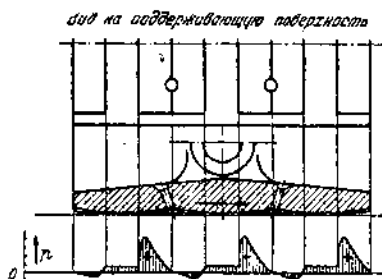
грузкой в состоянии динамического плавания. Так как поворот в мертвых точках происходит быстро, то ползун не опускается на свою опору, как этого можно ожидать при скорости, равной нулю. Вытеснение масляного слоя требует и у находящегося в покое крейцкопфа известного времени, которого как раз в этом случае и не имеется в распоряжении.

Фиг. 1 показывает продольный разрез ползуна, снабженного спереди и сзади клинообразным скосом. Для ясности этот скос показан сильно увеличенным, так как по масштабу он так незначителен, что на фигуре был бы совсем незаметен. Процесс скольжения у этой конструкции происходит приблизительно следующим образом: смазочное средство прилипает к обеим поверхностям скольжения и при движении одной поверхности по отношению к другой проталкивается между ними; вследствие уменьшения поперечного сечения и сцепления между частичками жидкости (вязкость) в смазочном слое при этом образуется повышение давления (уплотнение), которое при достаточной скорости скольжения приводит к поднятию ползуна с опорной поверхности и к длительному динамическому плаванию.

Повышение давления в смазочном слое показано на фиг. 1 внизу. Наивысшее давление получается непосредственно перед тем местом, где скошенная плоскость переходит в параллельную. Между параллельными поверхностями в масляном слое сохраняется то равномер-

ное давление, которое было достигнуто первой клиновой поверхностью*, а на противоположной стороне ползуна, в расширяющемся клиновом пространстве, давление падает и даже становится отрицательным, т. е. действует всасывающим образом. Отрицательное давление в смазочном слое на практике не может быть значительным, так как масло при этом могло бы испариться или был бы всосан с боков воздух.

У тяжело нагруженных ползунков опорную поверхность целесообразнее устраивать так, как показано на фиг. 2. Здесь как при движении в одну, так и при движении в другую сторону действуют три клиновых поверхности, причем те прямые участки, которые имеются между скосами, предназначаются для восприятия и передачи давления во время остановок, при начале движения и при окончании его, когда скорость движения недостаточна, чтобы путем повышения давления в клинообразном смазочном слое вызвать поднятие поверхностей. При этом целесообразно было бы, как показывает разрез на фиг. 2, не слишком сжимать сбоку клинообразные опорные поверхности, чтобы воспрепятствовать боковой утечке масла, находящегося под повышенным давлением. Также и при изготовлении ползуна той формы, которая указана на фиг. 1, такое мероприятие дало бы некоторые преимущества.



Фиг. 2. Подъем давления в смазочном слое при помощи многократной клиновой поверхности.

Если скорость движения по отношению к нагрузке соразмерно велика, так что давление, образующееся в клинообразном смазочном слое, достаточно для того, чтобы выдержать общую нагрузку, то следует поднятие ползуна над салазками, и процесс трения происходит в области чистого жидкостного трения. Сопротивление трения, образуемое при этом, очень незначительно и соответствует сопротивлению сдвига или вязкости употребляемого смазочного средства, поэтому изнашивания в механизме не происходит. При остановке машины жидкостное трение по мере уменьшения скорости переходит в полужидкостное и, наконец, в состоянии покоя — в полусухое трение, при котором и начинается снова процесс по возобновлении движения. Поэтому изнашивание у вполне смазанных поверхностей может происходить только при остановке и во время пуска в ход.

Полная смазка достигается, следовательно, как уже указано в конце первой главы, не просто обильной подачей масла, но только применением клинообразной опорной поверхности в соединении с достаточной скоростью, помимо других конструктивных условий. Если скорость движения недостаточна, то может быть достигнуто только полусухое трение. Если же клинообразная форма смазочного слоя или, по меньшей мере, закругление с малым углом заострения

* Относительно распределения давления можно было бы, по Гюмбелю⁴⁵, сделать три разных предположения. Выбранное здесь предположение — самое неблагоприятное, но оно является, однако, математически наиболее достоверным. Цифровой значок (в данном случае 45) указывает каждый раз соответствующую строчку литературного указателя в конце книги.

переднего края ползуна не может быть создано, то и при достаточной скорости движения и при обильной подаче масла в лучшем случае может быть достигнуто лишь полусухое трение, так как смазочный материал будет счищаться острым краем ползуна, не будучи в состоянии проникнуть в зазор между поверхностями скольжения.

Выводы

1. Повышение давления в смазочном слое до динамического плавления возможно только между двумя *наклонно* скользящими друг по другу поверхностями, если масло захватывается движением с острей клина и скорость движения не слишком мала. При незначительной скорости достижимо только полужидкостное трение.

2. У двух, скользящих друг по другу *параллельных* поверхностей с остроугольными краями динамическое повышение давления в смазочном слое невозможно, и поэтому достижимо только полусухое трение, но не жидкостное и не полужидкостное, при любой скорости скольжения.

3. При остановке смазка вообще невозможна (разумеется — и не требуется). Следовательно, в момент начала движения всегда нужно рассчитывать на полусухое трение.

3. Процесс смазки вращающихся цапф

Для достижения чистого жидкостного трения, как уже говорилось в главе 2, нужно выполнить два главных требования.

1. Придать смазочному слою, находящемуся между двумя скользящими поверхностями, клинообразную форму, таким образом, чтобы смазочный материал захватывался при движении от толстой части клина к его тонкой части.

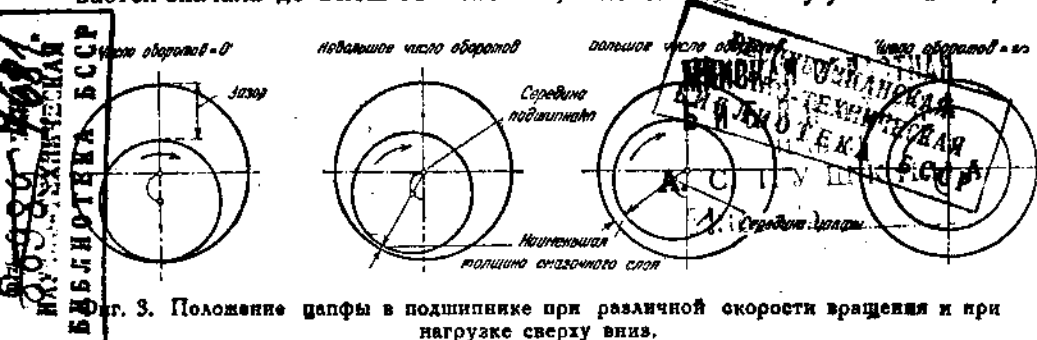
2. Достигнуть такой скорости движения, чтобы давление, образовавшееся в клинообразном смазочном слое вследствие движения, привело к поднятию скользящего тела с поверхности скольжения.

Первое требование у вращающихся цапф можно выполнить самым простым образом, сделав диаметр вкладыша больше диаметра цапфы. Когда цапфа лежит в таком вкладыше, то, как это бывает всегда перед пуском в ход, между цапфой и вкладышем образуется клинообразное, вернее, серповидное, пространство, которое постепенно уменьшается до нуля в точке соприкосновения цапфы с вкладышем. Разница в диаметрах вкладыша и цапфы, так называемый зазор, является, следовательно, простым средством осуществить требуемую клиновую форму смазочного слоя.

Если окружная скорость движения цапфы так велика, что давление, образуемое в клиновидном смазочном слое вследствие скольжения, вызывает подъем цапфы с вкладыша, то мы имеем дело с нормальным «плаванием» цапфы в смазочном слое, следовательно с чистым жидкостным трением. Чем больше скорость скольжения, тем вероятнее будет происходить процесс плавления, т. е. тем толще будет смазочный слой в его самом узком месте. Наибольшая возможная толщина смазочного слоя была бы достигнута при бесконечно большой скорости вращения, причем цапфа расположилась бы во вкладыше концентрически; смазочный слой тогда был бы одинаковой толщины во всех местах вкладыша и равен половине зазора.

При любой меньшей скорости, как установлено теоретически и практически, цапфа будет плавать во вкладыше эксцентрически и самое узкое место между цапфой и вкладышем — место наименьшей толщины смазочного слоя — будет тем тоньше, чем меньше скорость движения. При бесконечно малой скорости движения эксцентричность достигает своего максимума, а именно величины половины зазора или полной разницы радиусов. Наименьшая толщина смазочного слоя будет при этом равна нулю, т. е. цапфа будет лежать вплотную на вкладыше.

С увеличением скорости движения начнется плавание цапфы и центр ее все более и более будет приближаться к центру вкладыша. При этом происходит не только вертикальный подъем, но одновременно и боковое перемещение цапфы в пределах зазора и именно в нагруженной половине вкладыша, в направлении движения скольжения. Боковое перемещение с возрастанием скорости вращения* увеличивается сначала до высшего значения, а потом понемногу уменьшается,



Фиг. 3. Положение цапфы в подшипнике при различной скорости вращения и при нагрузке сверху вниз.

так как центр цапфы в конце-концов стремится совместиться с центром вкладыша. Путь, который описывает центр цапфы при изменении скорости от нуля до бесконечности, представляет собой кривую, приближающуюся к полуокружности (фиг. 3), на что в главе 8 будет указано еще подробнее.

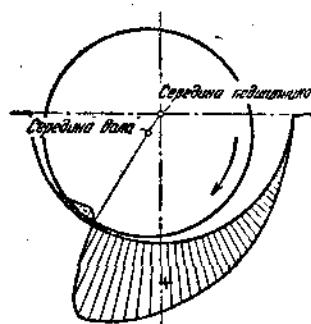
Плавание цапфы на смазочном слое только тогда возможно, когда масло в смазочном слое будет настолько сжато, что давление в нем будет не меньше общей нагрузки цапфы. Повышение давления, образующееся в смазочном слое, схематически показано на диаграмме фиг. 4; цапфа плавает в полуохватывающем вкладыше при измеримом числе оборотов. Нагрузка действует вертикально. Полуокружность, изображающая вкладыш, использована, как основание диаграммы, а удельное давление в смазочном слое нанесено, как векторная диаграмма. Как видно из диаграммы, давление в смазочном слое возрастает, начиная с правой, стороны подшипника, в направлении движения до самого узкого просвета, потом сразу падает и затем переходит в отрицательное (разрежение, вернее всасывание).

Процесс сам по себе походит на процесс у ровных скользящих поверхностей: сужение поперечного сечения в направлении движения вызы-

* Относительное положение цапфы в подшипнике зависит от скорости вращения, также от нагрузки, вязкости масла и зазора, что показано на фиг. 3.

жает давление, расширение же поперечного сечения уменьшает его. Поперечное сечение при одинаковом наклоне клиновой поверхности уменьшилось бы численно в такой же степени, в какой повысилось бы давление. Однако, как было уже указано в главе 2, давление в масляном слое не может упасть ниже упругости паров смазочного материала при данной температуре вкладыша; кроме того, будет также засасываться воздух, так что значительного практического разрежения ожидать не приходится. Поэтому в смазочном слое будет преобладать от самого узкого поперечного сечения избыточное давление, приближающееся к нулю, как это и показано на фиг. 4.

Благодаря клиновой форме смазочного слоя смазочная жидкость на правой стороне подшипника (фиг. 4) втягивается в клиновую щель, а после самого узкого поперечного сечения опять выталкивается. Смазочный материал может, следовательно, восприниматься



Фиг. 4. Подъем давления в смазочном слое у полуохватывающего поперечного подшипника.

только на той стороне, где вращающаяся цапфа создает самодействующее „всасывание“. Цапфа при этом рассматривается, как насос (приблизительно, как насос из зубчатых колес, с бесконечно малыми зубьями), который перекачивает смазочный материал, налипающий на поверхность цапфы, с одной стороны вкладыша через самое узкое место зазора на другую сторону. Прием масла на левой стороне (фиг. 4) был бы, следовательно, невозможен.

Эти рассуждения приводят к важнейшему выводу, что к нагруженному вкладышу масло может быть подведено только самой цапфой и именно с так называемой „набгающей стороны.“ (Здесь упомянем лишь мимоходом о том, что смазочные канавки не

только не выполняют своего назначения, но действуют прямо противоположным образом. В главе 4 вопрос о смазочных канавках подвергается подробному рассмотрению.) То количество масла, которое проталкивается цапфой через нагруженный вкладыш, всегда остается постоянным при данном состоянии масла для данного вкладыша при данной скорости и давлении и не может произвольно изменяться, во всяком случае не может увеличиваться; это не достигается даже при подводе масла под давлением или же достигается в очень незначительной мере.

Совершенно иначе обстоит дело в ненагруженной части вкладыша. Так как здесь нет избыточного давления, то через зазор между цапфой и ненагруженным вкладышем, помимо того нормального количества масла, которое доставляется цапфой, при ее круговом движении, может быть подведено еще дополнительное количество масла, поступающего притом с повышенной скоростью. Последнее, однако, не улучшит смазку, а увеличит только отвод тепла, следовательно, улучшит охлаждение наподобие того, как это достигается, например, при помощи масла, подаваемого под давлением.

Так как масло при этом совершает непрерывное круговое движение, то дантельное и правильное распределение масла по вкладышу

производится самой цапфой, и прибавка масла требуется лишь в таком количестве, чтобы покрыть убыль его, происходящую вследствие выжимания через концы (торцовые) вкладыша.

Трение во вполне смазанном вкладыше гидродинамически вообще не зависит от рода материала цапфы и вкладышей, а исключительно от качества смазочного вещества, нагрузки, скорости и размеров вкладыша.

Если у смазочного слоя не будет клинообразной формы, т. е. если диаметр вкладыша подшипника не больше диаметра цапфы, то может не наступить желаемого уплотнения смазочного материала и не будет иметь места поднятие цапфы с поверхности скольжения. Следовательно, у подшипников, вкладыши которых, как это было раньше принято, пригонялись по цапфе, чистое жидкостное трение вряд ли достижимо, так как при этом отсутствует какой бы то ни было повод к повышению давления в смазочном слое. В таком случае будет происходить то же самое, что у плоского ползуна без клиновой поверхности, т. е. скольжение будет происходить при непосредственном соприкосновении обеих скользящих поверхностей и, следовательно, осуществится лишь неполная смазка и полусухое или полужидкостное трение. Работа пришабренного подшипника без износа его немыслима; поэтому в данном случае при больших скоростях получается нагревание. Смягчающим же обстоятельством для пришабренных подшипников являются неизбежные механические неточности при обработке, которые, как правило, дают вкладыш немного большего радиуса. Вследствие этого невольно создается как бы зазор, который и ослабляет немного недостатки таких подшипников.

Важнейшим условием конструктивного характера для достижения чистого жидкостного трения является требование свободной установки вкладыша самого по себе так, чтобы он автоматически мог принимать положение, параллельное оси цапфы. Это требуется потому, что, с одной стороны, вкладыш никогда не может быть так точно смонтирован, чтобы ось его была вполне параллельна валу, с другой стороны, каждый вал и каждая цапфа эластично прогибаются под влиянием постоянной нагрузки.

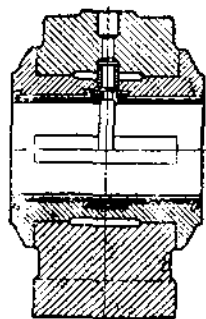
На фиг. 5 схематически приведен подшипник обычного жесткого типа, который никогда не может приспособиться к неизбежным неточностям монтажа, а также к неизбежным прогибам вала. Применения такого подшипника на ответственных местах, безусловно, не следует допускать.

Фиг. 6 дает представление о подшипнике с шаровидной установкой, в то время как на фиг. 7 изображена наиболее простая и дешевая конструкция подшипника, дающая возможность достаточно чутко относиться к изменению положения вала и вполне удовлетворительная для большинства целей.

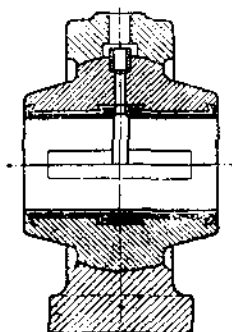
Самоустанавливающиеся короткие подшипники с чугунными вкладышами и правильно взятым зазором могут быть при 500 об/мин. нагружены до 100 кг/см^2 и выше без захватывания скользящих поверхностей. Подобная нагрузка для жесткого длинного подшипника с вкладышами, притертыми по валу с обычными смазочными канавками, невозможна.

Многократно высказываемое мнение, что свободно устанавлива-

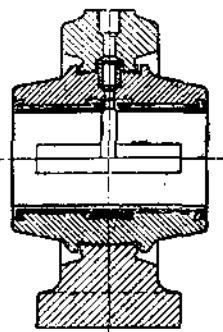
ющиеся подшипники нужны только при чугунных вкладышах, основано на недоразумении. В этом мнении правильно только то, что при мало-мальски значительных нагрузках чугунные вкладыши действительно требуют самоустанавливающихся подшипников. Причина этого заключается в том, что в твердом чугунном подшипнике из-за перекоса вала создается сильное местное (одностороннее) давление, в результате которого появляется нагревание и заедание. Вкладыши же, залитые белым металлом, в таких случаях в необходимых местах слегка подаются и тем самым создают для вала немного большую опорную поверхность; приработка у вкладышей, залитых белым металлом, происходит всегда гораздо скорее и лучше, чем у вкладышей чугунных. По этой причине жесткий подшипник с вкладышем,



Фиг. 5. Поперечный подшипник с несовершенной самоустановкой.



Фиг. 6. Поперечный подшипник с шаровой самоустановкой.



Фиг. 7. Поперечный подшипник с упрощенной самоустановкой.

залитым белым металлом, работает дольше, нежели с вкладышем чугунным.

Свободная установка является целесообразной для всякого рода вкладышей, в том числе и для вкладышей рабочего механизма поршневых машин, где соответствующие опыты производились лишь в отдельных случаях. Те пределы нагрузки для неподвижных подшипников, которые до сих пор принимались как допустимые, вернее стандартные, могли бы быть значительно повышены при самоустанавливающимися вкладышах, а это говорит о том, что теперешние неподвижные подшипники плохо используются.

Поскольку является необходимость применять в отдельных случаях неподвижные приабранные подшипники, нужно во всяком случае обратить внимание на то, чтобы поддерживающий вкладыш после произведенной пригонки имел, по крайней мере с „набегающей стороны“, небольшой зазор.

Выводы

1. Полная (совершенная) смазка, т. е. чистое жидкостное трение, у подшипника для вращающихся цапф возможно только в тех случаях, если:

а) диаметр вкладыша, в целях создания зазора, делается больше диаметра цапфы;

б) вкладыши устроены подвижными, благодаря чему они могут самостоятельно устанавливаться параллельно оси цапфы и тем самым образовывать равномерную опору по всей длине вкладыша;

в) нагруженный вкладыш сделан без так называемых смазочных канавок, считавшихся ранее необходимыми;

г) скорость скольжения при этом настолько значительна, что наступает поднятие цапфы по отношению к вкладышу, следовательно, цапфа плавает на смазочном слое.

2. У вкладышей, сделанных без зазора, можно добиться достаточным приабраванием таких условий работы, которые будут оказывать действие, равное приблизительно действию правильного зазора.

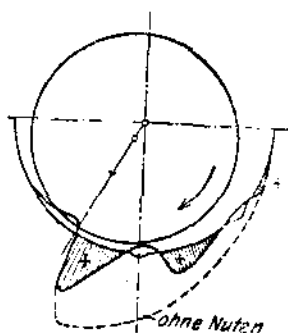
3. Неподвижные подшипники непригодны для больших нагрузок при увеличенном числе оборотов, так как они не создают равномерной опоры для цапфы, а ведут, напротив, к повышенному давлению по краям и тем самым к появлению полусухого или полужидкостного трения, а поэтому склонны к нагреванию.

4. Смазочное масло никогда не может быть принято подшипником в средней части нагруженного вкладыша, так как давление в поддерживающем смазочном слое значительно выше давления подводимого масла (также и при смазке под давлением). Подвод масла возможен только в ненагруженном вкладыше, а распределение масла возможно только самой цапфой.

4. Действие смазочных канавок

Диаграмма давления в смазочном слое на фиг. 4 показывает нам, что при клинообразном смазочном слое, постепенно уменьшающемся в направлении движения, в нем постепенно образуется увеличивающееся давление. Если бы в каком-нибудь месте между питательным желобком и самым узким местом зазора постоянство клиновой формы было нарушено, например из-за широкой канавки, проходящей вдоль нагруженного вкладыша, то в этом месте произошел бы перерыв в дальнейшем повышении давления в смазочном слое. Давление в этой точке упало бы вследствие того, что масло начало бы уходить по канавке и давление, возобновляясь у самого узкого места зазора, достигло бы лишь незначительной величины, так как оно должно опять возрасти от начального давления в долевой канавке.

Если вместо одной продольной канавки сделать две, то действие будет еще хуже: вместо повышения давления в смазочном слое, как показано на фиг. 4, получится понижение давления по фиг. 8, из которой видно, что в общем давление в смазочном слое было бы значительно ниже. Для сравнения обоих этих давлений на фиг. 8 пунктиром обозначено давление в смазочном слое в подшипнике без продольных канавок, т. е. по фиг. 4. Допускаемая нагрузка подшип-



Фиг. 8. Уменьшение давления в смазочном слое вследствие устройства двойной смазочной канавки, проходящей в осевом направлении.

ника для данного числа оборотов при наличии продольных канавок весьма значительно снижается, приблизительно на 50—70%.

После этого разъяснения становится вполне ясным, что неправильно называть такие канавки в подшипниках с вращающейся цапфой „смазочными канавками“. В действительности они в подшипниках лишь ухудшают смазку.

Совершенно таким же образом действуют смазочные канавки, расположенные не вдоль оси, а например, по диагонали. Этими канавками непосредственно соединяются места высокого и низкого давления в смазочном слое и в результате получается сильная утечка масла из частей подшипника с высоким давлением смазочном слое. Подшипник без канавок, который при данных условиях работает еще при чистом жидкостном трении, при устройстве долевых и крестообразных канавок (как это до сих пор вообще было принято делать), неизбежно вернется в сферу полужидкостного трения, причем возрастет потеря на трение, понизится допускаемая нагрузка и увеличится температура подшипника. Подшипник потеряет свои эксплуатационные свойства и подвергнется изнашиванию, так как предохранительный слой масла будет прорван.

Кольцеобразные канавки в подшипнике действуют также вредно, хотя во многих случаях (например при смазке под давлением) их трудно бывает избежать; во всяком случае они способствуют утечке смазочного материала из области высокого давления в осевом направлении и уменьшают тем самым толщину смазочного слоя. Подшипник нормальной длины с кольцеобразной канавкой, проходящей в середине вкладыша, допускает нагрузку не больше, чем два отдельных подшипника вдвое меньшей длины. Но значительно большую нагрузку, чем два вместе взятых коротких подшипника, допускает один подшипник нормальной длины, если его рабочая поверхность в середине не разделяется на две части кольцеобразной канавкой*.

Смазочные канавки в *ненагруженном* вкладыше, поскольку дело идет о подшипнике, у которого направление нагрузки остается постоянным, безвредны и могут служить для снабжения нагруженной половины подшипника смазочным маслом.

Утверждение, что смазочные канавки в нагруженном вкладыше вредны, обосновано не только теоретически, но также доказано соответствующими практическими опытами.

Сравнительные испытания вкладышей без канавок по фиг. 9 и таких же вкладышей после вырезания в них обычных смазочных канавок по фиг. 10 показали при совершенно одинаковых условиях опыта (подшипник белого металла, диаметр цапфы—80 мм, давление—40 кг/см² и скорость движения цапфы—2 м/сек), что у подшипника без смазочных канавок температура была 54°, а у подшипника со смазочными канавками—температура 70°. Подшипник без смазочных канавок может быть нагружен приблизительно в четыре раза больше, чем подшипник с крестообразными смазочными канавками, причем температура при одинаковом числе оборотов не повышается.

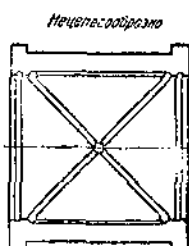
* Влияние прогиба вала при этом не принимается во внимание.

Хуже всего будет работать вкладыш, у которого смазочные канавки расположены так, как указано на фиг. 11, т. е. помимо крестообразных канавок с отверстием в точке пересечения имеется еще продольная канавка в средней части нагруженного вкладыша. Давление в смазочном слое при этом чрезвычайно понизится, как показано на фиг. 8, вследствие чего повысится температура подшипника и понизится его работоспособность.

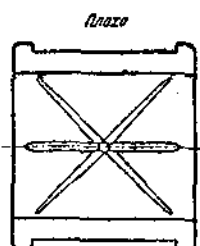
Подшипник с 40-мм диаметром при нагрузке в 40 кг/см^2 и при окружной скорости в 1 м/сек без смазочных канавок (по фиг. 10) имел температуру в 44° , а со смазочными канавками (по фиг. 11) имел температуру в 63° , т. е. приблизительно на 43% выше. Допускаемая нагрузка подшипника со смазочными канавками и здесь (при одинаковой температуре) приблизительно в четыре раза меньше, чем у вкладыша без канавок.



Фиг. 9. Нагруженный вкладыш с обычными смазочными канавками.



Фиг. 10. Нагруженный вкладыш без смазочных канавок.



Фиг. 11. Нагруженный вкладыш с неправильным устройством смазки.

Эти опыты (см. Шокральски-Вельтер⁹ и Каммерер, Вельтер и Вебер⁶⁵) доказывают большое фактическое преимущество вкладышей без смазочных канавок по сравнению с вкладышами, снабженными канавками. Впрочем, каждый производитель может сам убедиться в правильности сказанного, произведя практический опыт*: сильно нагруженный подшипник, который без смазочных канавок работал в допустимых температурных границах, после устройства в нем смазочных канавок по фиг. 11 примет более высокую рабочую температуру, чем раньше.

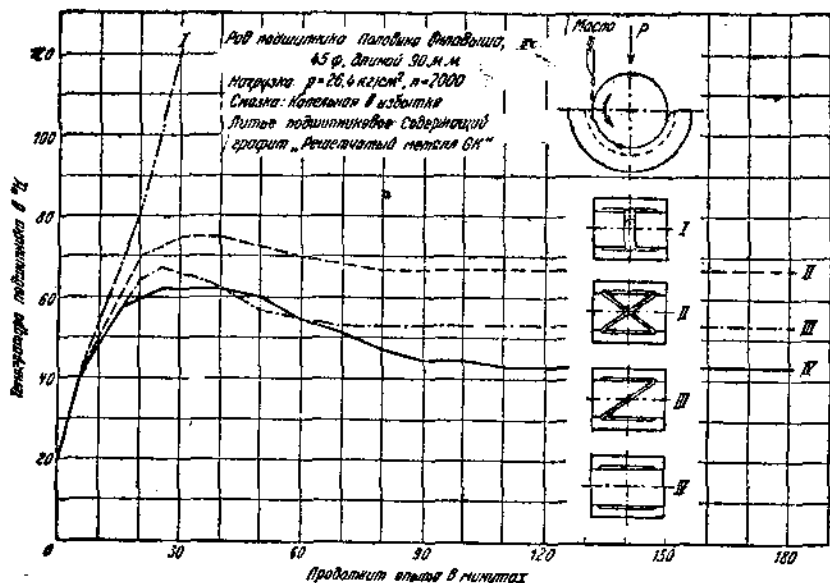
Фиг. 12 дает ясное представление о результатах опыта, который был проведен автором специально с целью доказать, что форма смазочной канавки, изображенная на фиг. 10, является наиболее целесообразной. Опыт производился с толстостенным полувкладышем из чугуна, самоустанавливающимся в отношении быстро вращающейся цапфы. Вкладыш был залит «решетчатым металлом» «ДК», содержащим графит. Форма вкладыша, а также его размеры, нагрузка, число оборотов и смазка указаны на фигуре.

Следует обратить внимание на то, что при том удельном давлении в $26,4 \text{ кг/см}^2$, которое было допущено, число оборотов $n = 2000$ оказалось очень большим, и при форме подшипника I оно вызвало такое интенсивное выбрасывание масла, что нагревание насту-

* См. также главу 27.

пило уже через 30 мин. после начала опыта: масло, подводимое в масляный карман на набегающей стороне, тотчас устремлялось по кольцевой канавке и оттуда разбрызгивалось со свободной поверхности вала, так что масло не держалось и не втягивалось в зазор между поверхностями скольжения, как это имело место у подшипника IV с закрытыми питательными карманами на обоих концах.

Соответственно этому форма с канавкой I оказалась самой невыгодной, а форма IV, без канавки, самой выгодной. (Та небольшая теплота трения в 23° , которая установилась при этой последней форме, несмотря на очень высокое число оборотов, может быть отнесена отчасти на счет хороших рабочих качеств „решетчатого метал-

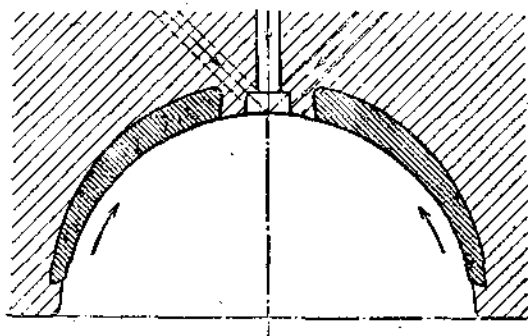


Фиг. 12. Сравнительный опыт со смазочными канавками различной формы при большом числе оборотов на половине подшипника.

ла“.) Из этого опыта следует, что питательные карманы подшипника в том месте, где масляная камера переходит в рабочую поверхность, должны быть замкнуты на концах, так как иначе в нагруженную половинку вкладыша не сможет быть втянуто даже то незначительное количество масла, которое требуется для смазки цапфы. Если карманы не будут закрыты, то смазочный материал будет выдавлен в осевом направлении. Хотя при вполне охватывающем подшипнике и смазке под давлением условия будут и благоприятнее, все-таки применение кольцевой канавки должно быть ограничено только теми случаями, где другое разрешение окажется невозможным.

Из диаграмм фиг. 12 ясно видно, что формы канавок II и III также влияют неблагоприятно на работу подшипника. Их вредное влияние основывается на подобии короткого замыкания, и от формы канавки I приходится отказаться за недостатком смазочного материала.

Дальнейший пример плохого и улучшенного устройства смазочных канавок может дать практика изготовления осевых подшипников. На фиг. 13 дан поперечный разрез типичного подшипника, употребляемого главным образом для осей локомотивов: бронзовый корпус подшипника имеет на каждой стороне заливку из белого металла, а в центре вкладыш снабжен глубокой продольной канавкой, которая должна служить для подвода смазочного материала.



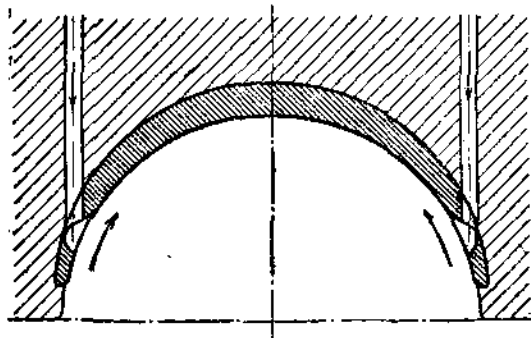
Фиг. 13. Осевой подшипник с нецелесообразным подводом масла при помощи средней канавки.

Фиг. 14 представляет собой поперечный разрез подшипника, измененного по предложению автора: средняя продольная канавка устранена и заменена двумя боковыми узкими канавками с плавными закругленными краями:

веркало белого металла ничем не нарушено между обеими бороздками, которые служат для подвода смазочного материала, причем каждая из них назначена лишь для одного направления движения.

Хотя эта конструкция и представляет собой лишь компромисс, так как технически безупречное разрешение для подшипника такого

рода со смазкой сверху недостижимо, испытание дало значительно лучшие результаты, чем на старом подшипнике со средней канавкой по фиг. 13; этот последний выдерживал работу не более получаса и несмотря на повторную тщательную приработку он все время нагревался. Подшипник же с ненарушенной средней зоной по фиг. 14 работал не только с полной нагрузкой и без недопустимой температуры,



Фиг. 14. Осевой подшипник с улучшенным подводом масла при помощи боковой канавки.

но и выдерживал продолжительное время повышенную нагрузку и повышенное число оборотов.

Так же вредно действуют смазочные канавки, вырезанные на поверхности цапфы, которые еще до сих пор часто делают у тяжело нагруженных вращающихся валов, например у паровых и газовых машин. Хотя по большей части такие канавки вырезают на поверхности цапфы лишь параллельно ее оси, однако, и в таком виде они действуют очень плохо. Их влияние на давление в смазочном слое похоже на влияние продольных канавок во вкладышах по фиг. 8;

в этом случае поверхности вкладыша и цапфы только поменялись ролями. Особенность при этом заключается еще в том, что вал с продольной канавкой то и дело изменяет свое положение по отношению к вкладышу: когда гладкая часть цапфы проходит через зону повышенного давления в смазочном слое, то получается высокое давление в смазочном слое и вал работает с небольшим эксцентриситетом. В следующий же момент через эту зону повышенного давления проходит та часть цапфы, которая имеет долевую канавку: давление сразу значительно падает и эксцентриситет вала сильно увеличивается, т. е. за этот промежуток времени происходит совершенно такое же действие, как и у подшипника с продольной канавкой во вкладыше по фиг. 8.

Поэтому цапфа, на поверхности которой вырезана продольная канавка, должна непрерывно совершать колебательное движение, причем в те моменты, когда смазочная канавка проходит через зону наибольшего давления в смазочном слое и последнее благодаря этому сильно уменьшается, эксцентриситет в большинстве случаев будет так велик, что цапфа и поверхность вкладыша придут в соприкосновение между собой, что вызовет по меньшей мере полужидкостное трение. Хотя сильная подача смазочного материала и предотвращает жесткость движения, коэффициент трения при этом все-таки значительно увеличивается и средняя температура подшипника повышается.

У нагруженного подшипника со смазочными канавками умышленно не допускается чистое жидкостное трение; такое состояние является длительным и соответствует также повышенному коэффициенту трения. Следовательно, причина большего повышения температуры подшипника со смазочными канавками по сравнению с подшипниками без смазочных канавок заключается в повышении коэффициента трения вследствие участия в общем трении также и металлического трения.

После этого станет понятным, что надо избегать смазочных канавок в том виде, в каком они до сих пор употреблялись как для ровных поверхностей скольжения, так и для опорных поверхностей салазок, если только ставить себе целью достижение чистого жидкостного трения.

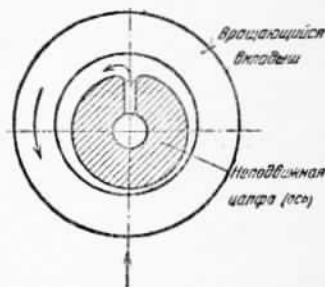
Иначе обстоит дело, когда заранее нельзя ожидать получения чистого жидкостного трения при данных условиях, например, из-за малой скорости скольжения. В таких случаях смазочные канавки и во вкладышах могут быть иногда целесообразными и даже необходимыми, однако, нужно предупредить, что эти сравнительно редкие, совершенно особые случаи, о которых будет сказано в следующей главе, нельзя смешивать с нормальным случаем подшипника с умеренно или быстро вращающейся цапфой. Помимо этого существует еще один особый случай, когда единственно правильным подводом смазочного материала считается долевая канавка или срез на цапфе, но и этот случай (неподвижная ось с вращающимся на ней в одном направлении вкладышем) не следует сравнивать с нормальным случаем вращающейся цапфы в неподвижном подшипнике.

Неподвижная ось, приведенная на фиг. 15, должна в таком случае питаться смазочным материалом при помощи сверленного отверстия в цапфе, соединенного с долевой канавкой, или при помощи среза со

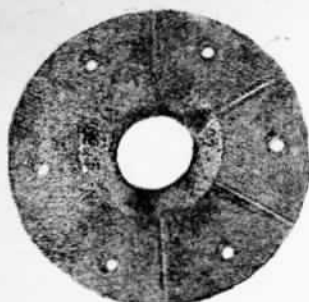
стороны ненагруженной части цапфы. Только таким образом можно осуществить регулярную подачу смазочного материала к ненагруженной части вкладыша, откуда смазочный материал будет автоматически захватываться вращающимся вкладышем в клиновидную полость между цапфой и вкладышем. Типичным примером такого подвода смазочного материала может служить ось повозки.

Дальнейшие примеры правильного устройства смазочных канавок как для поперечных и продольных подшипников, так и для тел скольжения с попеременно-возвратным движением, можно найти в работе автора, написанной для АWF (Комитета экономики производства) и выпущенной под заглавием: „Рациональные смазочные канавки“²², в которой этот вопрос обстоятельно разобран и снабжен многочисленными эскизами.

Здесь будет кстати упомянуть о том способе подачи смазки на лобовую (обточенную) поверхность посредством целесообразно расположенных смазочных канавок, который был предложен автором для промежуточного кольца автомобильного сцепления.



Фиг. 15. Целесообразный подвод смазочного материала у оси с вращающейся втулкой.



Фиг. 16. Шлифованная шайба автомобильного сцепления со смазкой силой канна после шестинедельной работы.



Фиг. 17. Шлифованная шайба автомобильного сцепления с промежуточным кольцом и эксцентричной смазочной канавкой после шестинедельной работы.

На фиг. 16 сверху показана чугунная рессорная опора и внизу — шлифованное кольцо из литья красной меди, которое во время выключения и включения мотора ножной педалью прижимается к лобовой (обточенной) поверхности вращающейся рессорной опоры. Смазочное масло

подводится к шлифованному кольцу при помощи обводной кромки, устроенной на его обратной стороне. Кромка в самом глубоком месте соединена отверстием с поверхностью скольжения. Это отверстие впадает, как это можно видеть на фиг. 16, в углубление с закругленными краями, недоходящее до периферии, и питает также три, радиальные смазочные канавки или камеры, снабженные плавными клинообразными переходами, вырезанными в поверхности тарелки чугунной рессорной опоры. В этом случае мы имеем дело со смазочными канавками, которые из камеры шлифованного кольца снабжаются смазочным материалом в те моменты, когда они проходят мимо камеры, и воспринимать все осевое давление.

Фиг. 17 показывает такую же конструкцию (с эксцентричными смазочными канавками) в шлифованном кольце и свободной промежуточной шайбой из листовой бронзы) после работы приблизительно в течение шести недель: как видно, бронзовая шайба задрана, а чугунная поверхность фланца сточена совсем, т. е. до ребер рессорной шайбы. Поверхности же, показанные на фиг. 16, работавшие также шесть недель, не обнаруживают, напротив, никакого износа.

Именно этот пример дает особенно ясное представление о том, что при помощи простых средств — применением плавных клиновых поверхностей, как указано на фиг. 1 и 2, — можно достигнуть превосходного смазочного действия и избежать износа. Из этого практического примера можно вывести заключение, что применение свободных промежуточных колец и эксцентричных смазочных канавок в высшей степени целесообразно, и что предложенную конструкцию можно считать нетрудной по выполнению и недорогой.

Выводы

1. Бороздки в нагруженном вкладыше (так называемые смазочные канавки) действуют всегда вредно у подшипников с *вращающейся* цапфой независимо от того, проходят ли они по диагонали, по периферии или в осевом направлении. Самыми вредными являются осевые бороздки с отверстием для стока масла в середине нагруженного вкладыша. Подобным же образом действуют кольцевые канавки при капальной смазке.

2. Смазочные канавки в нагруженном вкладыше уменьшают толщину смазочного слоя и, как правило, приводят вследствие этого к полужидкостному трению. Такие подшипники дают всегда повышенную температуру, допускают меньшую нагрузку и менее надежны в работе, чем подшипники без смазочных канавок.

3. Окружные кольцевые канавки во вкладышах вредны, так как они усиливают вытеснение смазочного материала из поддерживающего смазочного слоя в осевом направлении и облегчают создание недостатка смазочного вещества, так что они допустимы в крайнем случае лишь при смазке под давлением.

4. Подвод смазочного материала производится в принципе в ненагруженной половине подшипника, так как масло может быть принято здесь и подведено цапфой к нагруженной половине подшипника.

5. Смазочные канавки в опорной поверхности вращающейся цапфы действуют вредно. Они уменьшают нагрузку подшипника и увеличивают трение, а следовательно, и износ.

6. У цапф неподвижных осей с вращающейся буксой смазочный материал должен быть подведен согласно п. 4 при помощи осевой канавки или скоса в ненагруженной части цапфы.

7. Смазочные канавки в подшипниках или скосы у цапф на нагруженной стороне имеют право на существование только при очень малых скоростях вращения, когда не ожидают чистого жидкостного трения; они должны в таких случаях проходить перпендикулярно направлению вращения и быть по возможности плавно закругленными. Кроме того, они должны быть короче ширины поверхности скольжения и вырезываться в той именно части, у которой относительное давление масла остается одинаковым: у медленно вращающихся, вернее качающихся, цапф и у неподвижных осей на наружной их поверхности.

8. Смазочные канавки обычного вида недопустимы ни в параллелях, ни в опорных поверхностях башмаков крейцкопфа. Полезными являются только плавные клиновые поверхности на башмаке, идущие вертикально к направлению скольжения, как указано на фиг. 1 и 2.

5. Процесс смазки у качающихся цапф

Процессы смазки у вращающихся цапф и у цапф, только качающихся, принципиально отличаются друг от друга, так что простое распространение на качающиеся цапфы тех конструктивных указаний, которые имеют силу для вращающихся цапф, привело бы к ошибочным результатам. Для лучшего понимания сказанного рассмотрим немного подробнее процесс смазки у качающейся цапфы.

Рассматривая процесс в подшипнике крейцкопфного валика поршневого машины двойного действия, можно прежде всего установить следующее: в пределах одного оборота кривошипа цапфа во вкладыше совершает качающееся движение в одну и другую сторону, причем во время первой половины пути цапфа прилегает к одной половине вкладыша, во время второй половины пути — к другой половине вкладыша. Изменение направления давления происходит вследствие так называемой перемены давления, причем цапфа в отношении подшипника, т. е. в пределах зазора, в направлении действия силы совершает путь, длина которого равна величине зазора (подшипник совсем без зазора, строго говоря, невозможен).

Если бы подшипник крейцкопфного валика работал совершенно без смазки, то при каждой перемене давления в подшипнике происходил бы более или менее резкий удар. Этот удар в большинстве случаев был бы настолько опасен, что уже только по этой одной причине работа без смазки не могла бы быть допущена.

Чтобы по возможности смягчить удары, неизбежно надо применять смазку подшипника крейцкопфного валика (о необходимости смазки для устранения трения, возникающего во вкладыше подшипника, пока еще не будем говорить). Следовательно, главная причина необходимости смазки подшипника крейцкопфного валика заключается в смягчении ударов, которого можно достигнуть при помощи смазки. Таким образом мы подходим к процессу смягчения ударов при помощи смазки.

Смягчающее действие смазочного материала, подводимого в подшипник, носит характер буферного или тормозного действия, при

котором тормозится скорость цапфы, надвигающейся на вкладыш, бывший до того ненагруженным. Торможение производится сопротивлением масла, уходящего из подшипника, так что поступательная скорость цапфы сильно замедляется и удар устраняется совсем или отчасти. Поэтому можно довольно удачно сравнить смягчающее действие смазки в подшипнике с переменной давления с действием тормозного цилиндра (масляный буфер), в котором поршень двигается взад и вперед. Жидкость, с силой выдавливаемая при этом, переходит на другую сторону поршня через неплотности поршня или же через особые каналы, предназначенные для этой цели, которые по желанию можно суживать.

У подшипника крейцкопфного валика цапфа действует как поршень, в то время как неплотности подшипника представляют собой суженные каналы. Чем плотнее замыкается подшипник (например благодаря запечкам на цапфе), не допуская вытекания жидкости на концах, тем больше давление, достигаемое в сжимаемой жидкости, тем сильнее торможение, вернее смягчение. Если торможение настолько совершенно, что в момент перемены давления цапфа еще не достигает вкладыша, к которому она стремится, то не происходит вообще никакого соприкосновения между цапфой и вкладышем: цапфа движется взад и вперед в пределах зазора, вполне заполненного смазочным материалом под действием силы поршня, не достигая, однако, ни одной из конечных точек.

То состояние, которое достигается у крейцкопфного валика, показывает нам, что у качающегося подшипника с переменной давления мы должны позаботиться только о *полном смягчении ударов*, чтобы одновременно получить, и притом совершенно без нашего содействия, также *полную смазку поверхностей скольжения*. Последнее же было бы ясно из того, что цапфа движется в одну и другую сторону, не прикасаясь к вкладышу.

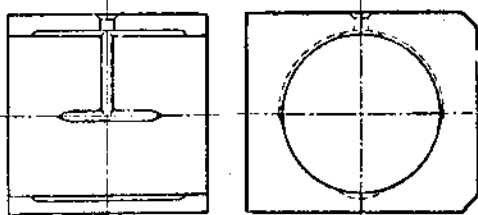
Как мы видели, подшипник крейцкопфа с переменной давления не может рассматриваться, как обычный скользящий подшипник. На него надо смотреть скорее, как на *ударный буфер*, и как таковой совершенствовать; качества, которые требуется ему придать, как скользящему подшипнику, могут быть получены частью за счет сущности его конструкции, как буферного подшипника, частью за счет действия силы клина.

Приведенные рассуждения дают руководящие конструктивные указания в отношении целесообразного оформления крейцкопфного подшипника. Как у масляного тормоза требуется плотный поршень, так и у подшипника крейцкопфного валика нужно позаботиться о том, чтобы между диаметром вкладыша и диаметром цапфы разница была самая незначительная. Поэтому зазор делают по возможности равным нулю, т. е. вкладыш прирабатывается непосредственно на цапфе, в противоположность вкладышам скользящих подшипников с вращающейся цапфой, где это было бы определено неправильно.

Собственно требованию наибольшего дросселирования кругового канала у масляного тормоза, у подшипника крейцкопфного валика, как уже было отмечено, необходимо позаботиться о том, чтобы как можно меньше жидкости могло выжиматься на концах вкладыша. Но ввиду того, что в этом случае выдавленный смазочный материал не пере-

ходит на другую сторону поршня, как это имеет место у масляного тормоза, а теряется совсем для вкладыша, нужно в то же самое время позаботиться о том, чтобы в момент начинающейся перемены давления только что выдавленный смазочный материал в зазоре без замедления был бы возмещен новой порцией свежего смазочного продукта. Поступающий смазочный материал при этом должен довольно быстро втягиваться под действием всасывающей силы, которая создается цапфой, удаляющейся от вкладыша, иначе вместо смазочного материала в зазор может проникнуть воздух, вследствие чего уничтожится тормозящее действие.

Подвод смазочного материала к вкладышу должен быть, следовательно, весьма надежным и достаточным, т. е. при подводе смазки без давления должны быть довольно большие поперечные сечения. Вместе с тем подвод смазочного материала должен производиться к тому месту, где больше всего проявляется всасывающее действие, т. е. в середине вкладыша, чтобы обеспечить наиболее быстрое и надежное засасывание. С тем обстоятельством, что слишком большое поперечное сечение неблагоприятно действует при перемене давления, вызывая сравнительно быстрое вытеснение масла из уплотнительной камеры, приходится мириться ввиду того, что этим обеспечивается надежное засасывание. Применение обратных клапанов для уменьшения этого недостатка вряд ли даст какой-либо успех, так как их действие при небольшом количестве вытесняемого масла практически будет крайне незначительно.



Фиг. 18. Схематическое изображение подшипника крейцкопфного болта для капельной смазки у машины с переменной давления.

Чтобы получить надежное засасывание, смазочный материал подводят к середине каждого вкладыша и принимают меры к тому, чтобы он возможно быстрее распределялся в осевом направлении при помощи короткой долевой канавки в середине вкладыша, расходящейся к обоим концам его. Независимо от этого может быть использован старый производственный опыт, по которому вкладыши в местах стыка „свободно пришабривают“ или делают выемку, чтобы они не „щемили“, т. е. чтобы при нагревании или эластичной деформации от нагрузки они не охватывали слишком плотно цапфу и не вызывали нагревания.

Подшипник крейцкопфного валика, изготовленный по этому принципу для горизонтальной машины с капельной смазкой и переменной давления, показан в схематическом разрезе на фиг. 18.

На местах стыка у вкладышей сделаны выемки для воспрепятствования „ущемлению“. Посредине через верхний стык проходит канал для поступающего масла, общий для обоих вкладышей. Если на месте стыка должна быть применена прокладка, то для каждого вкладыша делают отдельное смазочное отверстие. Короткая продольная канавка во вкладыше, помимо своего основного назначения — служить для быстрого распределения засасываемого масла, — служит

также в качестве смазочной канавки, на что будет еще раз указано в дальнейшем.

При смазке под давлением целесообразно подводить масло через цапфу крейцкофа, просверленную по длине: поперечное отверстие цапфы в середине подшипника соединяется непосредственно с короткой смазочной канавкой, так что отпадает необходимость в полукруглой бороздке, показанной на фиг. 18 *.

Качающийся подшипник, рассмотренный нами, употребляется для поршневых машин с переменной давления. Если перемены давления не происходит, как, например, у вертикальных паровых машин, дизелей и двигателей внутреннего сгорания простого действия, то не требуется смягчать никаких ударов, так как цапфа и вкладыш продолжительное время скользят друг по другу под высоким давлением. Здесь мы опять имеем дело с процессом скольжения, во время которого направление давления остается постоянным, и притом с чрезвычайно неблагоприятным процессом скольжения. Скорость скольжения, обуславливаемая колебательным движением, слишком незначительна, чтобы было возможно чистое жидкостное трение; поднятия цапфы с поверхности вкладыша не достигается. Поэтому нужно стремиться по меньшей мере к *полужидкостному* трению посредством соответствующего выполнения вкладыша.

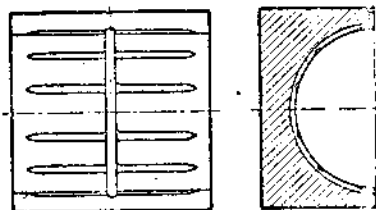
Под полужидкостным трением мы понимаем, как говорилось в главе 1, неполное жидкостное трение, т. е. такой случай трения, когда наличие правильно приложенных клиновых поверхностей само по себе создает благоприятные условия для получения чистого жидкостного трения, но при котором, например, скорость недостаточна для того, чтобы вся нагрузка выдерживалась только смазочным слоем. Нагрузка подшипника будет поэтому отчасти падать на смазочный слой, отчасти на непосредственную металлическую опору. (В противоположность этому при полусухом трении для достижения жидкостного или полужидкостного трения недостает необходимого основного условия: наличия клиновых поверхностей).

У качающихся подшипников без перемены давления, воспринимаемого почти исключительно непосредственной металлической опорой нужно заботиться о возможно точном прилегании цапфы к вкладышу; в таких случаях иногда практикуется притирка половинок вкладыша на цапфе. Но так как при этом нельзя ввести естественным путем смазочный материал в зазор между цапфой и нагруженным вкладышем, то нужно прибегать к вспомогательному средству — отдельным клиновым поверхностям. На поверхности вкладыша вырезают несколько продольных канавок, края которых плавно сглаживают, чтобы они действовали как клинообразные опорные поверхности, подобно показанным у башмака крейцкофа на фиг. 2, и тем самым, по крайней мере хоть немного, вводят смазочный материал при помощи клиновой силы в зазор между цапфой и вкладышем.

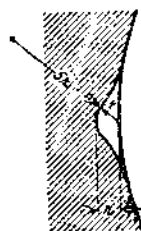
Фиг. 19 показывает вкладыш для качающейся цапфы без перемены давления. Расстояние между бороздками соответствует общей амплитуде колебаний, так что каждое место подшипника снабжается смазочным материалом, в то время как соответствующее место цапфы

* См. Фальц. Рациональные смазочные канавки.

движется от одной канавки до другой. Смазочные канавки, сделанные на поверхности подшипника, как показано на фиг. 20, создают по обоим направлениям клиновое покрытие поверхности, благодаря которым доставляется немного смазочного материала в зазор между поверхностями. Короткие долевые канавки, показанные на фиг. 18, также имеют целью обеспечить по крайней мере полужидкостное трение при насту-



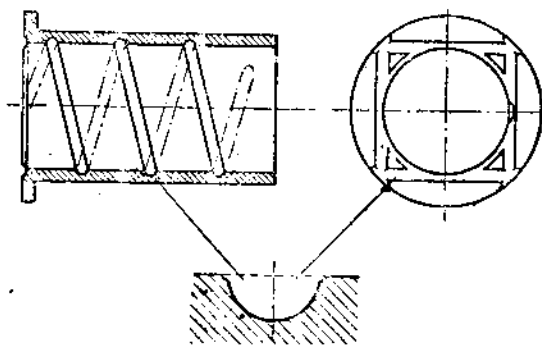
Фиг. 19. Схематическое изображение вкладыша подшипника кривокопного болта для машины без перемены давления.



Фиг. 20. Нормальная смазочная канавка.

пления непосредственного соприкосновения между цапфой и вкладышем, а это на практике случается почти без исключений. Круговая кольцевая канавка, показанная на фиг. 19, осуществляет распределение по отдельным долевым канавкам того смазочного материала, который подводится в подшипник. Повышенное давление, вызванное таким образом в смазочном слое, проявляется на переходных местах долевых смазочных канавок.

Дальнейшие подробности и примеры относительно капельной смазки и смазки под давлением качающегося подшипника можно заимствовать из упомянутой брошюры AWF — „Рациональные смазочные канавки“²³.



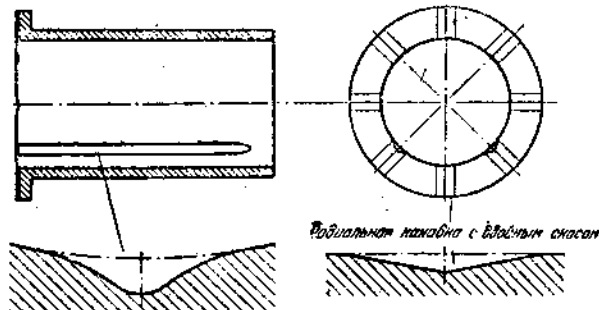
Фиг. 21. Качающаяся фланцевая втулка с нецелесообразной смазочной канавкой.

В заключение приведем еще сопоставление неправильных и правильных канавок у фланцевого вкладыша качающегося подшипника. Фиг. 21 изображает фланцевый вкладыш для червячного колеса автомобильной червячной передачи в том виде, как она выполнялась еще несколько лет тому назад: шейка вкладыша снабжена длинной винтовой канавкой, которая разрезает фланцевую поверхность квадратным бороздчатым орнаментом с вырезанными клиньями. Поддерживающая способность и устойчивость против износа у таких поверхностей весьма невелика несмотря на значительные издержки по изготовлению.

Фиг. 22 показывает изменение конструкции, которое автору удалось выполнить. Фланцевый подшипник был снабжен радиальными вышланфованными плоскими канавками в форме двойного клина, которые соединялись с отверстиями вкладыша двумя хорошо закругленными продольными канавками. Так как дело шло о подшипниках, совершавших медленное колебательное и притом перемежающееся движение, то нагруженная сторона бронзового вкладыша была снабжена канавками, которые, благодаря проявлению действия клиновой силы, выполняли роль смазочных канавок. Смазка осуществлялась наполнением всего кожуха червяка маслом или мягким жиром, подающимся под легким давлением автоматической маслянки.

Выводы

1. Качающийся подшипник с переменной давления, например подшипник крейцкопфного валика, должен рассматриваться по существу, как жидкостный тормоз. Цапфа переходит в подшипнике из одной мертвой точки в другую,



Фиг. 22. Качающаяся фланцевая втулка с целесообразной смазочной канавкой.

вытесняя каждый раз на своем пути смазочный материал из зазора между цапфой и вкладышем. Крейцкопфные подшипники, которые не теряют масла, могут повтому, по крайней мере теоретически, работать с чистым жидкостным трением. На практике же, однако, всегда считаются с полужидкостным трением.

2. У качающихся подшипников с переменной давления, в противоположность подшипникам с вращающейся цапфой, подвод смазочного материала происходит в середине вкладыша (в этом случае нагруженном с обеих сторон), именно там, где наиболее велика всасывающая сила, развиваемая цапфой, отделяющейся от вкладыша в момент перемены давления. Кроме короткой долевой канавки в середине вкладыша (для подвода) других смазочных канавок не требуется.

3. Качающиеся подшипники без перемены давления работают в лучшем случае с полужидкостным трением. Чтобы обеспечить это последнее, нужно в нагруженном вкладыше по обе стороны от средней кольцевой канавки вырезать несколько узких долевых канавок. Число их нужно рассчитать таким образом, чтобы расстояние между ними, измеренное по окружности, приблизительно соответствовало целой амплитуде колебания цапфы.

4. У качающихся подшипников вкладыши всегда притираются непосредственно на цапфе; зазор практически, следовательно, равен нулю.

5. Смазочные канавки, находящиеся на поверхности, у качающихся подшипников должны устраиваться всегда только под прямым углом и направлению движения и иметь плавно спускающиеся переходы

(фиг. 20); они никогда не должны доходить до края вкладыша, а проходить на соответствующем расстоянии от краев подшипника.

6. Чтобы избежать явления, известного под названием „ущемления“ крейцкопфного подшипника, вкладыши в местах стыка „свободно пришабривают“.

II. Общие принципы расчетов

6. Гидродинамическая теория

После того как в первой части были выяснены общие условия для достижения полной смазки, перейдем к выявлению закономерных и числовых соотношений отдельных величин, подлежащих определению, от которых в конечном счете зависит возможность практического осуществления чистого жидкостного трения. В то время как первая часть была посвящена качественным показателям, последующие главы уделяют внимание количественным факторам, т. е. практическим расчетам.

Принцип этого расчета основан на гидродинамической теории, так как в настоящее время не существует никакой другой теории, которая была бы настолько развита математически, или которая предлагала бы более подходящие, вернее более простые, методы практического расчета. Конечно, применение гидродинамической теории для расчета поперечного подшипника предполагает неэластичный, точно цилиндрический вал и вкладыш, вполне гладкие поверхности цапфы и вкладыша, отсутствие смазочных канавок во вкладышах и наличие определенного зазора. Дальше предполагается, что вкладыш может сам приспособливаться к положению цапфы благодаря наличию конструктивных деталей, позволяющих самоустановку, и что масло подается к вкладышу во всякое время с избытком, как это всегда имеет место при кольцевой и циркуляционной смазке или при смазке под давлением. Достаточную согласованность между теорией и практикой нужно ожидать, следовательно, только при таких опытах, которые соответствуют изложенным выше условиям как можно лучше.

С другой стороны, надо ожидать, что гидродинамическая теория с течением времени будет дополнена и уточнена данными из других отраслей знания (например в отношении молекулярно-физических явлений) или, может быть, сфера ее значения будет ограничена, но конструктивные указания и принципы расчета общего смазочно-технического характера, покоящиеся на гидродинамическом основании, вряд ли потеряют свое значение. Результаты опытов, которыми дополнена глава 4, равно, как и работы упомянутых в дальнейшем исследователей, могут рассматриваться во всяком случае превосходным подтверждением этой теории.

Так как другие, более мелкие факторы еще не достаточно исследованы, то при практических расчетах в настоящее время их нельзя еще принимать во внимание.

Ввиду ненадежности некоторых элементов, принимаемых во внимание при расчетах по технике смазки, следует иметь сравнительно скромные притязания на точность, причем, однако, надо обратить

внимание на то, что ненадежность прежних методов расчета была еще более значительной.

Математическое выражение проблемы трения в подшипнике впервые было дано в 1883 г. *Петровым*⁷⁴, который прежде всего ясно доказал, что при трении в подшипнике мы имеем дело не с металлическим, а с жидкостным трением, следовательно, с гидродинамическим процессом и что величина сопротивления трения подшипника зависит только от качеств смазочного материала, а не от материала цапфы и вкладыша. Установленные *Петровым* соотношения имели силу при предположении, что цапфа во время движения устанавливается во вкладыше концентрически. *Рейнольдс*⁷⁶, однако, уже в 1886 г. математически доказал, что предположение о концентрическом положении цапфы во вкладыше необосновано и что цапфа в зависимости от качества смазочного материала, величины нагрузки и скорости движения должна устанавливаться в подшипнике эксцентрично. Эта мысль, подтвержденная опытами, проведенными практически *Тюером* в 1883 г., была в 1904 г. математически развита дальше *Зоммерфельдом*^{63, 64} и переработана им в собственную теорию.

Окончательное заключение гидродинамическая теория смазанных машинных частей получила только в период 1914—1922 гг. благодаря *Гюмбелю*^{67—68}, который подробными теоретическими исследованиями, опиравшимися на результаты практических опытов *Штрибека*⁶⁷ и других, развил преобразованную и расширенную теорию трения, в некоторых пунктах существенно отклоняющуюся от теории *Зоммерфельда*. *Гюмбель* указывал, что неверно предположение *Зоммерфельда*, будто при увеличении поперечного сечения смазочного слоя появляется отрицательное давление такой же величины, как и положительное при уменьшении поперечного сечения смазочного слоя, так как отрицательное давление практически ограничено упругостью паров смазочного материала при данной температуре, а также и возможностью засасывания воздуха. Это впоследствии было подтверждено экспериментальными опытами *Лаше*⁶⁴ и *Ньюккера*⁷¹.

Теория *Зоммерфельда* приводит к следующему, довольно своеобразному выводу: середина вала при незначительном числе оборотов и высокой нагрузке должна так эксцентрически сместиться, что линия, соединяющая центр подшипника с точкой соприкосновения вкладыша и цапфы (на стороне выхода масла), будет перпендикулярна направлению нагрузки. В противоположность этому, по *Гюмбелю*, цапфа при большой нагрузке и наименьшем числе оборотов должна касаться поверхности подшипника в середине нагруженного вкладыша, как показано на фиг. 3, и как должно, собственно, быть на основании чистых умозаключений. Фиг. 23 наглядно показывает принципиальную разницу аналитически определенного пути середины вала при увеличивающейся нагрузке подшипника и уменьшающемся числе оборотов по *Зоммерфельду* и по *Гюмбелю*.

Так как практические опыты *Фивера*⁶⁶, *Лаше*, самого *Гюмбеля*⁶⁶ и *Ньюккера* подтвердили, что путь середины вала, определенный *Гюмбелем* вычислением, оказался соответствующим действительности, и так как все его дальнейшие расчеты, поскольку можно судить по опытам, пронаведенным до сих пор, и в остальном хорошо согласуются с практикой, то теория *Гюмбеля* (правда, без признания его конечных

выводов) была положена в основу всех последующих вычислений. Расчеты для подшипника опираются на три уравнения: (15), (43) и (44)*, которые, с относящимися к ним таблицами, вытекают из общих выводов работы Гюмбеля в 1917 году.

Кроме упомянутых выше важнейших теоретических исследований помогли познать процесс трения также и *практические опыты*. Назовем здесь только опытные работы Тоуера^{90, 91}, Штрибека⁸⁷, Лаше^{63, 64}, Фрейденрейха (BBC)⁸³, Мейер-Яенберга⁶⁸, Шнейдера⁶⁹ и Нюккера⁷¹. Наряду с ними способствовали выяснению смазочной проблемы также и другие опыты, хотя большинство из них было проведено таким образом, что они не дают возможности сделать сравнение с теорией или хотя бы только обобщение. Необходимо также упомянуть о том, что можно указать на большое количество статей и практических опытов, которые, вследствие неправильного предположения или необоснованного обобщения отдельных наблюдений, скорее вводят в заблуждение, чем содействуют выяснению дела.

В основу гидродинамической теории трения положен закон жидкостного трения, выведенный Ньютоном из практических опытов:

$$W' = z \cdot F \cdot \frac{dV}{dH} \text{ кг,} \quad (2)$$

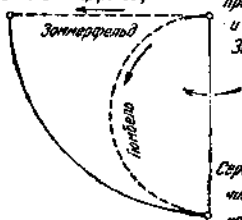
где z означает абсолютную вязкость жидкости (смазочных материалов) в $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$, F — величину поверхности двух слоев жидкости в м^2 , удаленных друг от друга на расстоянии dH м и перемещающихся параллельно друг другу со скоростью dV м/сек. Таким образом сопротивление сдвигу W' кг при чистом жидкостном трении прямо пропорционально вязкости смазочного материала, величине поверхностей, движущихся одна по отношению к другой, и дифференциальному частному $dV:dH$.

В то время как по закону Кулона (уравнение 1, в первой главе) сопротивление трения зависит только от давления, но не зависит от скорости, по закону Ньютона (уравнение 2), оно зависит не только от скорости, но также и от величины поверхности, а так как речь идет о жидкостном трении, то, кроме того, — от вязкости и толщины слоя между поверхностями. В законе Кулона, напротив, о жидкости вообще нет речи. В самой сущности жидкостного трения заложено положение, что давление, под которым находится жидкость, в отношении сопротивления сдвига отступает на второй план, так как практически оно не влияет на передвижение частичек жидкости или влияет очень мало (см. Кисскальта⁸⁷).

Как мы видели, формула для жидкостного трения, действительная для правильно построенного подшипника, не имеет вообще никакого

Средина вала при наименьшем числе оборотов и наибольшей нагрузке по Зоммерфельду

Средина подшипника, однобого и середина вала, при большом числе оборотов и наименьшей нагрузке по Зоммерфельду и Гюмбелю



Средина вала при наибольшем числе оборотов и наибольшей нагрузке по Гюмбелю

Фиг. 23. Путь середины вала по Зоммерфельду и по Гюмбелю.

* См. главы 8, 9 и 14.

сходства с формулой полусухого трения, по которой до сих пор обыкновенно производится расчет скользящих подшипников. Поэтому совершенно неправильно, как это часто встречается даже в современных учебниках, применять постоянное значение трения, не принимая во внимание смазочный материал и толщину его слоя.

Как уже было указано в предисловии, эта книга ставит себе задачей не развитие отдельных пунктов гидродинамической теории, а стремится дать в руки инженеру-производителю возможно краткие и ясные основные расчеты, необходимые ему при выполнении конструкций.

Поэтому здесь достаточно указать лишь на то, что законы жидкостного трения по своему характеру базируются на законе *Ньютона*; вывод математических соотношений можно проследить лишь по подробным работам *Гюмбеля*.

В главах 7—17 настолько обстоятельно трактуется о всех расчетах величинах и отдельно о тех моментах, которые оказывают влияние, что в главах 18 и 19 они сведены кратко в окончательные методы расчета.

Выводы

1. Количественный расчет вполне смазанных поверхностей скольжения вполне возможен по современному состоянию смазочной техники, хотя результаты расчета имеют лишь приблизительную ценность вследствие того, что некоторые факторы не вполне надежны. Ненадежность существовавших до сих пор способов расчета была, однако, сравнительно еще больше.

2. Закон *Кулона* для полусухого, вернее сухого трения и закон *Ньютона* для жидкостного трения не имеют никакого сходства в своем математическом строении; поэтому применение закона *Кулона* для жидкостного трения неправильно.

3. Сопротивление при жидкостном трении по закону *Ньютона* пропорционально вязкости смазочного средства, величине поверхностей, скользящих друг по другу, и скорости сдвига, вернее скольжения; оно обратно пропорционально толщине смазочного слоя. От удельного давления в жидкости жидкостное трение практически независимо.

4. Смазочная проблема с точки зрения гидродинамической теории предполагает у опорного подшипника: неэластичную цапфу и подшипник с точно цилиндрическими и вполне гладкими поверхностями скольжения, самоустанавливающиеся вкладыши без смазочных канавок и определенный зазор между вкладышами и цапфой.

5. Гидродинамическая теория смазанных машинных частей была основана в 1883 г. *Петровым*, в 1886 г. проработана *Рейнольдсом*, в 1904 г. упрощена и расширена *Зоммерфельдом* и в 1914—1922 гг. реформирована *Гюмбелем* и согласована с результатами практических опытов. Теория *Гюмбеля* положена в основу этой книги.

6. Помимо полноценных теоретических работ помогли изучению законов трения в подшипниках также и практические опыты. Особенно важны в этом отношении опыты *Тоуера*, *Штрибека*, *Лаше*, *Фрейденрейха*, *Фивега*, *Мейер-Яенбера*, *Шнейдера* и *Нюккера*.

7. Вязкость смазочных материалов

По опытному закону Ньютона сопротивление движению при чистом жидкостном трении зависит главным образом от качества смазочной жидкости, в сущности от вязкости или сопротивления сдвигу смазочного материала. Понятия: внутреннее трение, вязкость (также густота) имеют сами по себе одинаковое значение; они характеризуют сопротивление перемещению частичек жидкости по отношению друг к другу или, что одно и то же, сопротивление сдвигу смазочного материала. Эта связь определяет, без сомнения, также представление, что вязкий, следовательно густой, смазочный материал должен обладать и соответственно высоким внутренним трением или большим сопротивлением сдвигу по сравнению с хорошо текущими маслами.

Смазочный материал, основное значение которого состоит в том, чтобы предохранять от непосредственного соприкосновения поверхности двух твердых тел, скользящих друг по другу под давлением, отнюдь не должен быть обязательно жирной жидкостью; так, мыло, патока, смола, крахмал, вода и даже кислоты могли бы сами по себе служить для смазки. Основными условиями, определяющими пригодность смазочного средства, является требование, чтобы жидкость была, во-первых, так называемой „смачивающей“, а во-вторых, чтобы она обладала некоторой вязкостью. Последняя необходима для того, чтобы смазочный слой обладал номинальной поддерживающей способностью, что было бы немыслимо у жидкости, не оказывающей почти никакого сопротивления сдвигу своих отдельных частичек. (Практическое значение этого требования нужно, однако, понимать лишь в том смысле, что вязкость жидкости, употребляемой в качестве смазочного средства, не должна быть слишком низкой.)

Жидкость, которая не смачивает скользящих поверхностей, является неподходящей для смазки, так как она вообще не может держаться в самом узком месте зазора. В то время как смачивающая жидкость стремится заполнить это самое узкое место, несмачивающую жидкость даже силой нельзя заставить сделать это, так как в противоположность смачивающей жидкости она стремится выйти из самого узкого места зазора. Это своеобразное явление основывается на большом поверхностном напряжении несмачивающих жидкостей или, вернее, на небольшом поверхностном напряжении смачивающих жидкостей. У первых силы сцепления велики, силы же прилипания малы, а у последних наоборот, силы сцепления незначительны, а силы прилипания велики, так что они хорошо держатся на поверхности и заполняют даже самые маленькие зазоры.

Ртуть почти не смачивает, например, металлические цапфы и по этому она была бы непригодна для смазки. Вода, напротив, смачивает чистые металлические цапфы очень хорошо и потому по существу могла бы быть применимой в качестве смазочного материала. Иначе, однако, обстоит дело с поверхностями не вполне чистыми — даже незначительные следы жира на скользящих поверхностях вызывают „отталкивание“ воды и тем самым становится невозможным произвести какое бы то ни было смазывающее действие водой, точно так же как и ртутью.

Вода, следовательно, является в принципе подходящим смазочным средством и уже с успехом были произведены многочисленные опыты смазки водой, само собой разумеется, при сравнительно незначительных нагрузках, для которых незначительная вязкость воды является достаточной.

Причиной того обстоятельства, что на практике в качестве смазочных материалов теперь употребляются почти исключительно масла, является, главным образом, обладание маслами рядом физических и химических свойств, особенно ценных для целей смазки и несвойственных другим жидкостям. К этим качествам, более подробное рассмотрение которых будет произведено в последующих главах, принадлежат: достаточно высокая температура испарения, достаточно высокая способность прилипания, малое сродство к кислороду воздуха, небольшая склонность изменяться физически или химически при продолжительной непрерывной работе, способность не разрушать поверхностей скольжения (разъедание, ржавчина) и многие другие. Однако, с другой стороны, большинство масел, как дальше будет указано, обладает и очень неприятным качеством, а именно: с изменением температуры очень существенно изменяется и их вязкость.

О сущности жидкостного трения вообще надо заметить еще следующее. Раньше преобладало мнение, что жидкостное трение складывается из внутреннего и внешнего. Под внутренним трением понимали, как это и теперь еще понимают, вязкость или сопротивление сдвигу смазочного вещества, сопротивление отдельных молекул жидкости по отношению друг к другу; под внешним же трением понимали сопротивление трения или трение смазочного вещества по самой поверхности скольжения. Внешнее трение, принятое во внимание еще *Петровым*, при жидкостном трении, однако, не играет почти никакой роли, так как трение между жидкостью и поверхностью твердого тела, по крайней мере, если судить по многочисленным, тщательным капиллярным опытам (см. *Уббелоде*⁶⁸), практически не имеет места.

Способность сцепления или прилипания и другие, менее ясно выраженные качества смазочных средств имеют значение при технических процессах смазки не только при полужидкостном, но и при жидкостном трении постольку, поскольку *капиллярные* и химические свойства смазочной жидкости в связи со свойствами поверхностей скольжения имеют последствием определенное влияние чисто механического характера и поэтому во многих случаях дают результаты, которые нельзя объяснить при помощи гидродинамической теории. Именно в последние годы отмечено наличие замечательного взаимодействия между смазочными материалами и поверхностями скольжения, которое объясняется молекулярным влиянием и выражается в более или менее усиленной способности смазочной пленки к сопротивлению. Но нужно иметь в виду, что в отношении этого взаимодействия, рассмотрение которого будет произведено в последующих главах, нет еще достаточных цифровых данных.

Единственное качество смазочных материалов, с которым можно считаться непосредственно в гидродинамических уравнениях в настоящее время, — это *вязкость*. Она не представляет собой мерила *доброкачественности* смазочного материала, а только мерило сопро-

тивления сдвигу или *консистенции*, т. е. по вязкости можно решать, оказывается ли пригодным данное смазочное средство для той или иной цели — для большего или меньшего давления на поверхность или для большей или меньшей скорости скольжения.

Для установления вязкости в числовом выражении существуют две системы измерения: абсолютная и относительная или технически-практическая. Последняя имеет только условное, сравнительное значение, в то время как первая представляет собой абсолютную величину, поскольку абсолютные вязкости разных жидкостей непосредственно могут быть сравниваемы.

Абсолютную вязкость жидкости z можно определить простейшим способом по так называемому способу истечения, при котором через вертикальную капиллярную трубку радиусом r_0 или диаметром d_0 и длиной l_0 выпускается под давлением p_0 некоторое количество q испытуемой жидкости. Требующееся при этом время t дает меру для абсолютной вязкости, а именно (по опытному закону Пуассейля).

$$z = \frac{\pi \cdot r_0^4 \cdot p_0 \cdot t}{8 \cdot q \cdot l_0} = \frac{\pi \cdot d_0^4 \cdot p_0 \cdot t}{8 \cdot 16 \cdot q \cdot l_0} \quad (3)$$

Подставляя все величины в метрах, килограммах и секундах*, получим единицу измерения для абсолютной вязкости:

$$z = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^4 \cdot \text{сек}}{\text{м}^2 \cdot \text{м}^3 \cdot \text{м}} = \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{м}^2} \quad \text{или} \quad \text{кг} / \text{м}^2 / \text{сек}.$$

Подставляя в формулу (3) объем

$$q = \frac{d_0^2 \cdot \pi \cdot v_0 \cdot t}{4},$$

где v_0 обозначает среднюю скорость истечения, получим:

$$z = \frac{\pi \cdot p_0 \cdot d_0^4 \cdot t \cdot 4}{8 \cdot 16 \cdot l_0 \cdot d_0^2 \cdot \pi \cdot v_0 \cdot t} = \frac{p_0 \cdot d_0^2}{32 \cdot l_0 \cdot v_0} \text{кг} \cdot \text{сек} / \text{м}^2 \quad (4)$$

или

$$z = p_0 \cdot d_0^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{1}{25,1 \cdot l_0 \cdot v_0}.$$

Отсюда видно, что z представляет собой общее сопротивление трению при прохождении жидкости через капиллярную трубку (произведение удельного давления на поперечное сечение трубки) и что это сопротивление трения относится к длине трубочки в 1 м и к скорости истечения в 1 м/сек. Из этого получается следующее простое определение:

Абсолютная вязкость жидкости представляет собой ту силу (потребную для преодоления сопротивления трения жидкости) в килограммах, которая требуется для того, чтобы прогнать жидкость через капиллярную трубку длиной в 1 м со скоростью в 1 м/сек.

* При этом можно не стремиться к большей числовой точности (при пересчете с системы см-г-сек в метрические меры), так как само «критическое рейнгольдсовское число» не представляет собой очень точной числовой величины.

Определение абсолютной вязкости по опыту истечения жидкости из капиллярной трубки выбрано с целью сделать возможным наглядное сравнение данного метода с *технически-практическим* способом измерения вязкости, который будет рассмотрен дальше.

Под абсолютной вязкостью η общепринято понимать ту самую силу в килограммах, которая требуется для передвижения слоя жидкости площадью в 1 м^2 по слою такой же величины, удаленному от первого на 1 м , со скоростью в 1 м/сек . Абсолютная вязкость, следовательно, есть не что иное, как коэффициент жидкостного трения.

Надо заметить при этом еще, что уравнение Пуассейля действительно только для скоростей ниже критической. Последняя же по Рейнольдсу, если скорость протекания принята с $R_0 = 2000$, достигает величины

$$v_{\text{ок}} = \frac{R_0 \cdot g \cdot \eta}{d_0 \cdot \gamma_0} \text{ м/сек.} \quad (5)$$

В этом выражении R_0 обозначает рейнольдсовское число; $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — среднее земное ускорение; d_0 , как и раньше, — диаметр капиллярной трубки в м , а γ_0 — удельный вес жидкости в кг/м^3 .

Если во время опыта критическая скорость будет превышена, то наступит вихревое (турбулентное) движение, которое увеличит сопротивление истечению, и вследствие этого вязкость η получится преувеличенной против действительной.

На практике в Германии (а также и в СССР) определение вязкости производится в градусах по Энглери. Энглеровский вискозиметр также дает возможность производить опыты с истечением, и вязкостью по Энглери считается то самое число, которое показывает, во сколько раз больше требуется времени для истечения испытуемой жидкости по отношению к такому же объему воды. Время истечения 200 см^3 воды при 20°Ц принимается при этом за единицу, т. е. используется как масштаб вязкости.

В качестве избыточного давления p_0 у энглеровского вискозиметра действует только вес столба жидкости, высота которого измеряется от нижнего края спускной трубочки до поверхности жидкости, причем эта высота вначале опыта всегда составляет 52 мм . Сама трубочка — длиной в 20 мм и имеет диаметр внизу у выхода $2,8 \text{ мм}$ в свету. Время истечения 200 см^3 дистиллированной воды при 20°Ц , служащее масштабом вязкости у правильно построенного энглеровского аппарата, составляет от 50 до 52 сек .

Эти данные показывают, что вязкость в градусах Энглера является величиной, зависящей от произвольно установленных условий опыта, и поэтому может быть использована только для сравнения. Практическое обращение с вискозиметром Энглера в то же время так просто и удобно, что обозначение вязкости масел в торговых спецификациях, по крайней мере в Германии (а также и в СССР), всегда производится в градусах Энглера.

Практические опыты Уббелоде показали, что время истечения у энглеровского вискозиметра не пропорционально абсолютной вязкости, т. е. если мы возьмем два масла, из которых одно имеет вдвое большую

абсолютную вязкость по сравнению с другим, то соотношение вязкости в градусах Энглера не будет равно двум*. Соответственно этому смесь равных количеств масел с вязкостью по Энглери в 2 и 4 не дает нового масла с вязкостью по Энглери точно 3. Точно так же две жидкости различного удельного веса не будут иметь одинаковой абсолютной вязкости, хотя бы они и имели одинаковую степень вязкости по Энглери.

Причина этого несоответствия заключается отчасти в установленных Энглери условиях опыта, отчасти же в том обстоятельстве, что в качестве сточной трубки употребляется широкая и очень короткая трубочка, поперечное сечение которой не одинаково, а постепенно изменяется. Благодаря этому последнему обстоятельству вещества, сравнительно легко подвижные, как, например, вода или керосин, вытекают со скоростями, уже превышающими критическую скорость, и находятся, следовательно, в области турбулентного течения, требуя поэтому большего времени для истечения, чем при так называемом ламинарном течении (течение параллельно направленным струям), при котором каждая частичка жидкости перемещается в направлении течения только параллельно стенкам. На это явление указывал еще Гагенбах, который доказал, что установленная Пуасселем формула (3) представляет собой только частный случай выведенного им общего уравнения. Формула (3) дает правильные данные только для такого процесса истечения, скорость которого сравнительно низка, так что явлений турбулентности не наступает.

Уббелоде^{62, 63} установил опытным путем числовое взаимоотношение между относительной вязкостью по Энглери и абсолютной, вернее удельной, вязкостью, и вывел на основании этого определения сравнительно простую формулу, по которой вязкость по Энглери без затруднений можно пересчитать в абсолютную вязкость.

По этому отношению получается (округленно):

$$z = \gamma \cdot \left(0,00074 \cdot E^{\circ} - \frac{0,00064}{E^{\circ}} \right) \text{ кг.сек/м}^2, \quad [6]$$

где z — абсолютная вязкость в кг.сек/м^2 , γ — удельный вес жидкости или единица веса в кг/л и E° — вязкость в градусах Энглера**.

Так как техническое вычисление процессов трения, как уже раньше было отмечено, возможно только приближенно и значение вязкости в особенности ненадежно (по различным причинам), то в уравнении [6] для удельного веса γ везде взята средняя величина, равная 0,9, которая с достаточным приближением может быть принята для всех рассматриваемых машинных масел.

Мы получим при этом в качестве среднего значения для минерального нефтяного масла приближенное особое уравнение:

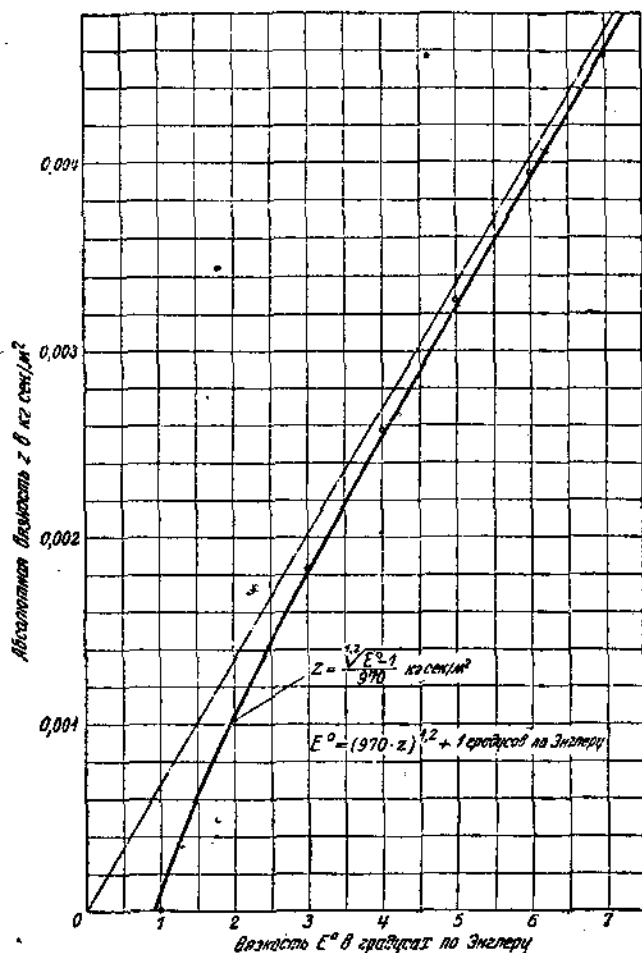
$$z = 0,00067 \cdot E^{\circ} - \frac{0,00058}{E^{\circ}} \text{ кг.сек/м}^2 \quad (7)$$

* Например масло с вязкостью 3, по Энглери, имеет абсолютную вязкость не в два, а приблизительно в три раза большую, чем масло с вязкостью 1,5 по Энглери.

** Чтобы можно было без затруднений вставлять это уравнение в другое, нужно длину ставить в метрах. Те формулы, в которых это условие не соблюдено, поставлены в квадратные скобки.

$$E^{\circ} = 746 \cdot z + \sqrt{557000 \cdot z^2 + 0,87} \text{ градусов Энглера.} \quad (8)$$

Для среднего удельного веса $\gamma = 0,9$; абсолютная вязкость в зависимости от вязкости по Энглера представлена графически на фиг. 24.



Фиг. 24. Приближенное отношение между абсолютной вязкостью и градусами Энглера при малых вязкостях для $\gamma = 0,9$ [ср. формулу (6) и уравнение (9)].

Для небольших вязкостей (до шести по Энглери или $z = 0,004$) при среднем значении $\gamma = 0,9$ пригодно также эмпирическое уравнение:

$$z = \frac{\sqrt[1,3]{E^{\circ} - 1}}{970} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2 \quad (9)$$

или

$$E^{\circ} = (970 \cdot z)^{1,2} + 1 \text{ градусов Энглера.} \quad (10)$$

Жирная линия на фиг. 24 представляет собой вязкость по Уббе-лоде, сообразно уравнениям (6) или (7), которая асимптотически приближается к лучу, вычерченному пунктирными штрихами. Отдельные точки не что иное, как произвольные пробы, вычисленные по формуле (9).

При употреблении билогарифмической счетной линейки *, применение которой рекомендуется при всех дробных степенях и корнях, величина z или E° по формуле (9) или (10) определяется в течение двух с небольшим секунд, причем операция, выполняемая счетной линейкой, проще вычисления по уравнениям (7) и (8).

С возрастанием вязкости отрицательный член уравнения (6) или (7) все более и более уменьшается, так что им в конце концов можно пренебречь. Для вязкости свыше шести по Энглери можно поэтому для среднего значения удельного веса ($\gamma = 0,9$) рекомендовать простую приближенную формулу:

$$z = \frac{E^{\circ}}{1490} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2, \quad (11)$$

или для $z > 0,004$

$$E^{\circ} = 1490 \cdot z \text{ градусов Энглера.} \quad (12)$$

Фиг. 25 показывает абсолютную вязкость до 65 по Энглери в графическом изображении. Жирная линия дает ясное понятие о вязкости по уравнению (6) или (7), в то время как отдельные точки представляют собой вязкость случайных проб по формуле (11).

Приведенные формулы расчета очень важны для смазочной техники, так как вязкость при всех гидродинамических расчетах должна вводиться как абсолютная в $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$.

Совершенно особое внимание надо обратить на тот факт, что вязкость жидкости в высокой степени зависит от ее температуры. Вязкость смазочного материала изменяется с температурой очень значительно, причем при низких температурах уменьшение вязкости при повышении температуры происходит быстрее, а при высоких температурах медленнее. Так, например, вязкость некоторых машинных масел при повышении температуры с 30 до 60° уменьшается приблизительно до $\frac{1}{6}$ значения вязкости при 30°.

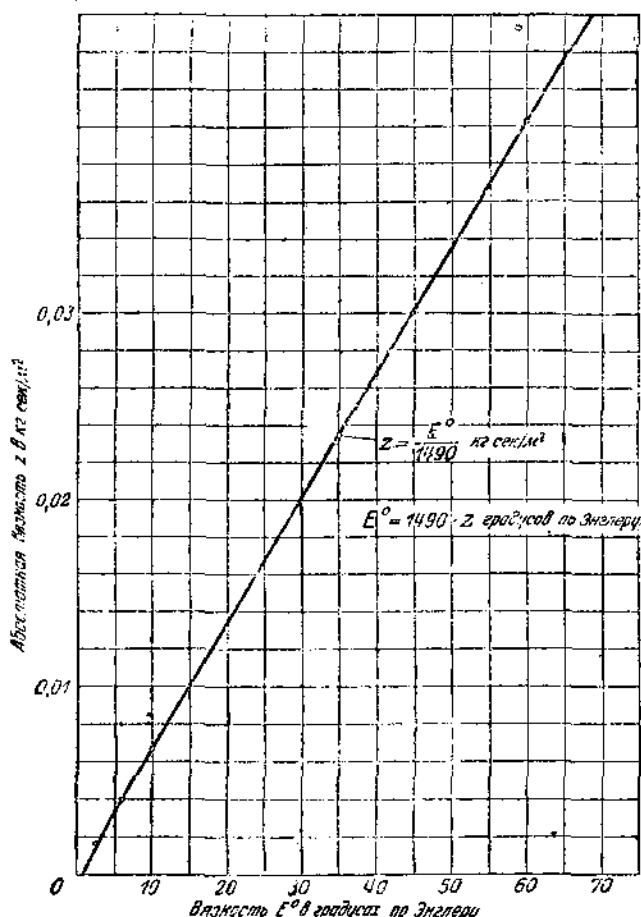
На фиг. 26 показана кривая вязкости тяжелого машинного масла в зависимости от температуры. Абсолютная вязкость при 30° составляет здесь $0,0193 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$, а при 60° она равна только $0,0032 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$, следовательно, около $\frac{1}{6}$ первого значения. Из этого станет понятным, как важна, с одной стороны, возможно правильная оценка установившейся температуры подшипника и, с другой стороны, как мало надо придавать значения не только небольшим, но даже и

* Применение логарифмических таблиц при часто встречающихся вычислениях дробных степеней было бы гораздо затруднительнее. Для всех расчетов была поэтому использована счетная линейка A. W. Faber „Castell“ № 378 или № 379 для инженеров-электриков, которая необходима только при числах с пятью и более знаками в двух множителях. Пригодной является также фаберовская электросчетная линейка № 398 или 319, которую предпочитают в последнее время.

большим неточностям при пересчете абсолютной вязкости на вязкость по Энглеру.

Можно без опасений допустить определение абсолютной вязкости даже до 5 и 4 по Энглеру, по простой и удобной приближенной формуле (11):

$$z = \frac{E^{\circ}}{1490} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2.$$

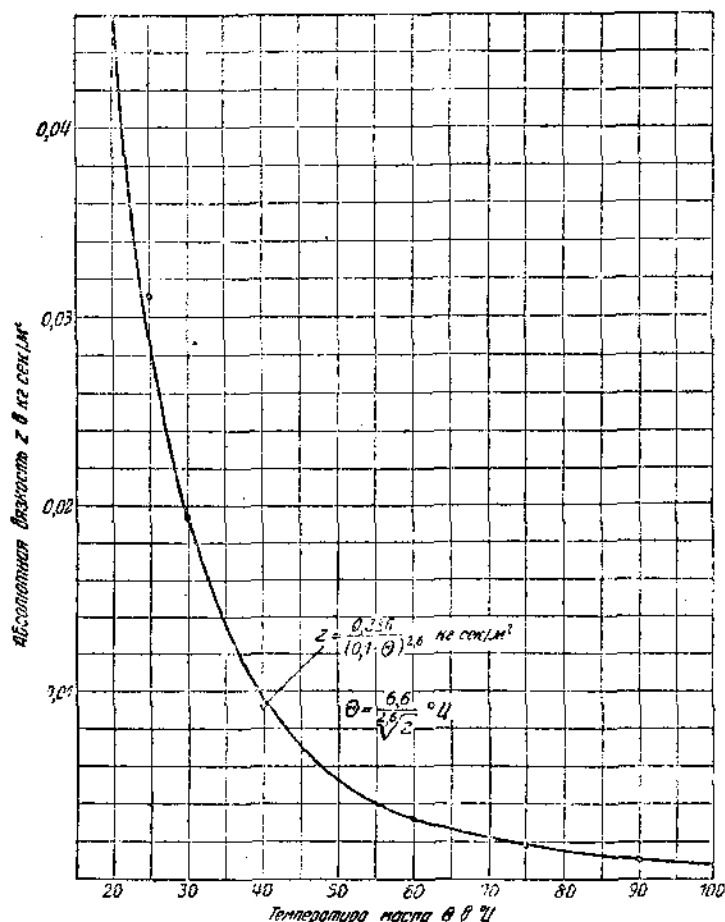


Фиг. 25. Приближенное соотношение между абсолютной вязкостью и градусами Энглера при больших вязкостях для $\gamma = 0,9$ [ср. формулу (6) и уравнение (11)].

Целесообразно установить непосредственную числовую зависимость между температурой θ и абсолютной вязкостью z смазочного масла, так как вязкость данного смазочного материала имеет практическое значение только в связи с его температурой. Эта зависимость

соответствует у масла, например, по фиг. 26, приближенному уравнению *:

$$z = \frac{0,336}{(0,1 \cdot \theta)^{2,6}} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2. \quad (13)$$



Фиг. 26. Зависимость абсолютной вязкости от температуры у тяжелого машинного масла с $E^\circ = 7,8$ при $\theta = 50^\circ \text{C}$.

Можно и, наоборот, из данной вязкости z сделать перечисление на температуру. По уравнению (13) для выбранного примера получится:

$$\theta = \frac{6,6}{\sqrt[2,6]{z}} ^\circ \text{C}. \quad (14)$$

* Температура масла θ в знаменателе уменьшена в десять раз, чтобы возведение в степень можно было удобно произвести на счетной линейке.

На таком же или подобном основании можно вывести соответствующие приближенные формулы и для других масел.

Выводы

1. Понятия: внутреннее трение, тягучесть, вязкость или густота жидкости характеризуют то сопротивление, которое жидкость оказывает при сдвиге.

2. Всякий технически-годный смазочный материал должен быть в отношении скользящих поверхностей так называемой „смачивающей“ жидкостью. Несмачивающая жидкость непригодна для смазки.

3. При расчетах смазочных процессов, происходящих при чистом жидкостном трении, в настоящее время можно принимать во внимание только вязкость смазочного средства.

4. Способность прилипания смазочного материала или взаимодействия между маслом и поверхностями скольжения, благодаря которому обуславливается сила прилипания смазочного материала к скользящим поверхностям, при наших гидродинамических расчетах не приняты во внимание, однако, эти влияния, в особенности при полужидкостном трении, без сомнения, имеют значение для действия смазки.

5. Смазочный материал не обязательно должен быть маслом, однако, в технике в качестве смазочных материалов употребляются почти исключительно масла из-за их химического постоянства и других ценных качеств. Вода также может найти применение в качестве смазочного материала, поскольку будет обеспечено смачивание поверхностей скольжения и нагрузка допустит такой жидкий смазочный материал.

6. Абсолютная вязкость является единицей жидкостного трения. Она понимается, как сила (в килограммах), требующаяся для передвижения слоя жидкости поверхностью в 1 м^2 по слою такой же величины, отстоящему на 1 м , со скоростью в 1 м/сек .

7. В Германии (а также и в СССР) вязкость обычно обозначается в градусах по Энглеру. Мерой для вязкости по Энглеру служит время (около 51 сек.), которое требуется для того, чтобы 200 см^3 воды при 20°Ц вытекло через сточную трубочку энглеровского вискозиметра под действием собственной тяжести. Число, указывающее во сколько раз больше требуется времени для истечения равного количества другой жидкости, называется вязкостью этой жидкости по Энглеру.

8. Вязкость по Энглеру не пропорциональна абсолютной вязкости, и две жидкости, имеющие одинаковую вязкость по Энглеру, но различный удельный вес, имеют неодинаковую абсолютную вязкость.

9. При вязкости по Энглеру свыше 6 абсолютная вязкость в $\text{кг} \cdot \text{сек/м}^2$ составляет приблизительно $\frac{1}{1490}$ часть вязкости по Энглеру.

10. Вязкость смазочного материала в очень большой степени зависит от температуры, и падает с повышением температуры быстрее при низких температурах и медленнее при высоких температурах.

8. Влияние зазора

Теоретические исследования Гюмбеля выяснили, что так называемый „полуохватывающий“ подшипник в отношении поддерживающей способности уступает очень немного „вполне охватывающему“ подшипнику, так как не нагруженный вкладыш, понятно, очень мало способствует поддержанию цапфы. Поэтому, в качестве обобщенного случая, в последующих рассуждениях будет рассматриваться исключительно полуохватывающий поперечный подшипник с нагрузкой, действующей постоянно в одном направлении; однако выводы с большей надежностью могут быть распространены и на вполне охватывающий подшипник.

Как мы помним из главы 3, шейка вала, смотря по нагрузке, вязкости смазочного материала, числу оборотов и зазору, принимает вполне определенное характерное положение внутри подшипника, числовое определение которого составляет основу расчета подшипника. Далее мы должны вспомнить, что при самой большой нагрузке и самом небольшом числе оборотов цапфа занимает самое низкое положение, а при самом большом числе оборотов и самой небольшой нагрузке — наивысшее положение (именно: концентрическое в отношении середины подшипника). Центр вала перемещается при переходе от самого малого до самого большого числа оборотов по кривой, которая согласно фиг. 3 приближается к полукругу.

Положение центра вала в подшипнике по гидродинамической теории зависит только от нагрузки, соразмерного зазора, угловой скорости цапфы и абсолютной вязкости смазочного материала, наполняющего зазор, или, правильнее говоря, от взаимного соотношения этих величин.

В дальнейшем изложении приняты следующие обозначения:

D — идеальный* (т. е. употребляемый только для вычислений) диаметр вкладыша в метрах (диаметр подшипника);

d — идеальный диаметр цапфы в метрах;

R — идеальный радиус подшипника в метрах;

r — идеальный радиус цапфы в метрах;

P — общая нагрузка поперечного подшипника, направленная перпендикулярно оси подшипника в килограммах;

$p_m = \frac{P}{d \cdot l}$ — средняя нагрузка на подшипник в $\text{кг}/\text{м}^2$ проекционной поверхности подшипника, причем l — длина подшипника в метрах;

$\psi = \frac{D-d}{d}$ — относительный зазор, т. е. отношение разницы идеальных диаметров вкладыша и цапфы к диаметру цапфы;

$\omega = 0,1047 \cdot n$ — угловая скорость цапфы, причем n — число оборотов в минуту;

z — средняя абсолютная вязкость смазочного масла в смазочном слое в $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$;

ϕ — характеризующая относительная величина (для бесконечно-длинного подшипника равная $\frac{2 \cdot p_m \cdot \psi^2}{z \cdot \omega}$).

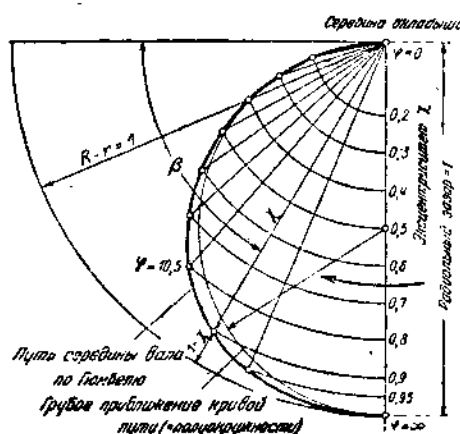
* Понятие об „идеальном диаметре“ пояснено в главе 10.

По величине φ определенно устанавливается относительное положение центра вала и именно по относительному эксцентриситету χ (который выражается, как часть радиального зазора, следовательно, как отвлеченная величина) и углу перемещения β , на стороне которого откладывается величина эксцентриситета. Табл. 1 содержит в себе значения φ и β для эксцентриситетов χ от 0,2 до 0,95. Тут нужно отказаться от выводов Гюмбеля о связности ^{42, 46}.

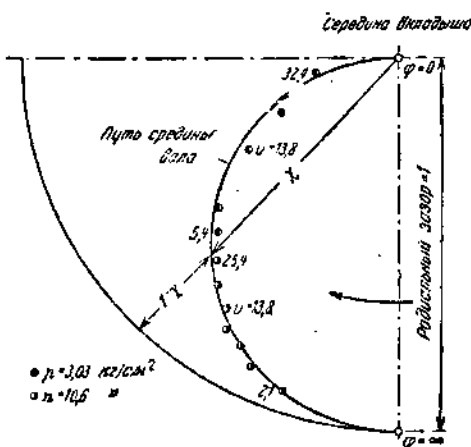
Таблица 1

Зависимость относительной величины φ и угла отклонения β от эксцентриситета χ

$\chi = 0,2$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$\varphi = 1,7$	2,4	3,2	4,1	5,3	7,2	10,5	20,5	39,2
$\beta = 12^\circ,3$	17°,7	23°,4	29°,2	35°,5	41°,8	49°,0	59°,7	67°,4



Фиг. 27. Путь середины вала, определенный Гюмбелем путем вычислений.



Фиг. 28. Путь середины вала, определенный Ньюккером при помощи опыта.

Если значения β и χ из табл. 1, находящиеся в определенной зависимости друг от друга, нанести графически, то получим путь центра вала, как уже упоминалось, в виде полуокруга (с грубым приближением) по фиг. 27. Каждой точке кривой, вычерченной жирной линией, соответствует вполне определенное числовое значение φ . Эксцентриситет χ , различные значения которого помечены на фиг. 27, является величиной относительной, частью радиального зазора, принятого за единицу. Только помножив эти относительные величины на идеальный радиальный зазор $r \cdot \psi = \frac{D-d}{2}$, получим действительную величину абсолютного эксцентриситета.

Фиг. 28 показывает положение середины вала у сомкнутого вкладыша по практическим опытам Ньюккера⁷¹ для большого и малого эксцентриситета. По „емкостному методу“ Дивега, который провел поворочное испытание, они показали вполне удовлетворительное согла-

сование между расчетом и опытом, и по точности превосходили более ранние опыты Фивета⁹³, Лаше⁶⁴ и Гюмбеля⁴⁵, проведенные по другим методам.

Чтобы лучше понять значение сказанного выше, поясним его еще практическим примером, а также чертежом.

Пример 1

Вал диаметром в 100 мм делает 1000 об/мин, диаметр отверстия подшипника 100,4 мм, нагрузка подшипника 10,1 кг/см². Примененный смазочный материал имеет при рабочей температуре абсолютную вязкость приблизительно в 0,003 кг·сек/м². Какое положение будет занимать вал в подшипнике при этих условиях, т. е. как велик будет эксцентриситет χ и угол β ?

Указанные данные нам дают:

$$p_m = 101\,000 \text{ кг/м}^2;$$

$$\psi = \frac{D-d}{d} = \frac{100,4-100}{100} = \frac{0,4}{100} = \frac{1}{250};$$

$$z = 0,003 \text{ кг·сек/м}^2;$$

$$\omega = 0,1047 \cdot 1000 \approx 105;$$

отсюда

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{2 \cdot p_m \cdot \psi^2}{z \cdot \omega} = \frac{2 \cdot 101\,000 \cdot 1}{0,003 \cdot 105 \cdot 250^2} = \\ &= \frac{202\,000}{0,315 \cdot 62\,500} = \frac{20,2}{1,97} \approx 10,3. \end{aligned}$$

Найденное значение $\varphi = 10,3$ соответствует по табл. 1 эксцентриситету $\chi \approx 0,8$ и углу $\beta \approx 49^\circ$.

Вал примет поэтому в схематическом изображении положение, показанное на фиг. 29.

При этом исчислении было предположено, что подшипник имеет бесконечную длину, при которой не имеет места вытекание масла из смазочного слоя на концах подшипника. Однако у подшипников конечной длины вытекание смазочного материала неизбежно и давление в смазочном слое будет понижаться до нуля от середины к концам подшипника. Последствием этого будет более глубокое опускание вала в подшипнике, что означает увеличение эксцентриситета; последний будет тем больше, чем короче подшипник, чем больше, следовательно, его длина отклоняется от бесконечности.

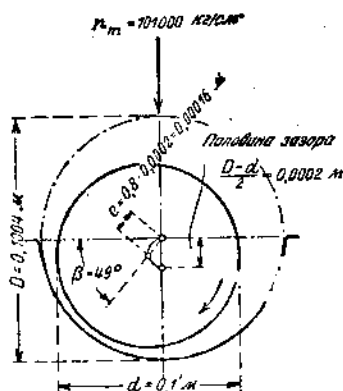
Чтобы учесть это обстоятельство, можно ввести поправочный коэффициент c и поставить:

$$\varphi = c \cdot \frac{2 \cdot p_m \cdot \psi^2}{z \cdot \omega}, \quad (15)$$

причем по предложению Гюмбеля коэффициент c может быть принят:

$$c = \frac{d+l}{l}. \quad (16)$$

Здесь d означает диаметр цапфы, а l — длину подшипника. Введением поправочного фактора учитывается ожидаемое понижение вала,



Фиг. 29. Пример эксцентричного положения вала при $\varphi = 10,5$.

т. е. соответственно больший γ . Соответствует ли это предположение действительности, мы сказать не можем. Мы знаем только, что предельные значения правильны, так как при очень длинном подшипнике

$$c = \frac{d+l}{l} \approx 1,$$

и φ остается равным первоначально выведенной величине, в то время как при бесконечно коротком подшипнике (предел = лезвие ножа) коэффициент c , а вместе с ним и величина φ будут бесконечно велики. Так как новейшие выводы по Гюмбелю-Эверлину⁴⁶ в отношении подшипника конечной длины не дают ни выгоды большей надежности, ни удобства в обращении, то воздержимся пока от их применения.

Это обстоятельство, а также и другие неточности заставляют заранее отказаться при определении φ от всякого „точного“ расчета. Вполне достаточно будет принять во внимание предельность длины подшипника вообще, установив некоторый средний поправочный коэффициент, остающийся постоянным для подшипников всякой длины.

Чтобы действовать наверное, положим в основание поправочный коэффициент c для короткого подшипника, у которого длина равна диаметру, следовательно $l=d$. Поправочный коэффициент тогда будет

$$c = \frac{d+l}{l} = \frac{d+d}{d} = 2 \cdot \frac{d}{d} = 2.$$

Отсюда мы получим в качестве среднего значения приближенное уравнение для подшипника конечной длины:

$$\varphi = \frac{4 \cdot p_m \cdot \psi^2}{z \cdot \omega} \quad (17)$$

Это уравнение должно лечь в основу всех дальнейших расчетов, между тем как уравнения (15) и (16) могут быть применены только в особых случаях (например при определении грузоподъемности очень коротких подшипников или эксцентров).

Табл. 2 дает поправочный коэффициент c для различных соотношений между длиной подшипника и его диаметром.

Таблица 2

Поправочный коэффициент c относительной величины φ для подшипников различной длины

$l:d$	0,1	0,2	0,3	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3	4	∞
$c = \frac{l+d}{d}$	11	6	4,34	3	2,33	2,0	1,8	1,67	1,57	1,5	1,4	1,33	1,25	1,0

В нормальных случаях не следует выходить за пределы отношений (величины отношения $l:d=0,5 \div 1,5$), очерченных в табл. 2 жирной чертой. Как видно, отношение $l:d=1$, положенное в основание уравнения (17), представляет собой надежное среднее значение.

Уравнение (17) дает нам возможность использовать результат примера 1 (взятого для подшипника бесконечной длины) также и для

подшипника конечной длины. Очевидно, что числовое значение φ удвоится при $c=2$, так что мы получим $\varphi=20,6$. Этому значению по табл. 1 соответствует эксцентриситет $\chi \approx 0,9$ на стороне угла $\beta \approx 60^\circ$. Следовательно, у подшипника ограниченной длины вал будет лежать в подшипнике заметно глубже.

Изменением факторов p_m , ω и z или ψ мы получаем возможность придавать валу внутри подшипника любое относительное положение. Если помимо давления и числа оборотов будет известна также и вязкость смазочного материала, то единственной переменной величиной останется зазор. Соответственным выбором ψ мы можем осуществить любое относительное положение вала и раз навсегда определить, какой величины можно принять ψ , чтобы получить вполне определенный эксцентриситет вала.

Эксцентриситетам $\chi = 0,2 \div 0,95$ соответствуют по табл. 1 значения $\varphi = 1,7 \div 39,2$. Подставляя эти предельные значения в уравнение (17), получаем:

$$\frac{4 \cdot p_m \cdot \psi^2}{z \cdot \omega} = 1,7 \div 39,2; \quad z \cdot \omega (1,7 \div 39,2) = 4 \cdot p_m \cdot \psi^2;$$

$$\psi = \sqrt{\frac{1,7 \div 39,2}{4} \cdot \frac{z \cdot \omega}{p_m}} = \frac{1,3 \div 6,27}{2} \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}}.$$

В качестве предельного значения зазора для поперечного подшипника конечной длины и χ , колеблющемся от 0,2 до 0,95, получаем:

$$\psi = 0,65 \div 3,14 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}}. \quad (18)$$

Табл. 3 дает сопоставление отдельных значений в зависимости от χ .

Таблица 3

Зависимость сравнительного зазора ψ от эксцентриситета χ

для $\chi = 0,2$	составляет	$\psi_{0,2} = 0,65 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}}$
" $\chi = 0,3$	"	$\psi_{0,3} = 0,77 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}}$
" $\chi = 0,5$	"	$\psi_{0,5} = 1,00 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}}$
" $\chi = 0,8$	"	$\psi_{0,8} = 1,62 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}}$
" $\chi = 0,9$	"	$\psi_{0,9} = 2,26 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}}$
" $\chi = 0,95$	"	$\psi_{0,95} = 3,14 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}}$

Практическое применение этой таблицы может быть произведено прежде всего на примере 1.

Мы получили для подшипника конечной длины эксцентриситет $\chi = 0,9$. По табл. 3, чтобы достигнуть этого эксцентриситета, нужно осуществить зазор $\psi = 2,26 \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}}$. Следовательно, он должен составлять:

$$\psi = 2,26 \sqrt{\frac{0,003 \cdot 105}{\cdot 101\,000}} = \frac{2,26 \cdot 0,56}{318} = \frac{1,27}{318} = \frac{1}{250},$$

что с данными нашего примера вполне и согласуется.

О целесообразном выборе относительного зазора будет сказано еще в главах 9 и 15.

Выводы

1. Полуохватывающий поперечный подшипник почти ничем не уступает вполне охватывающему подшипнику. Все последующие вычисления, относящиеся к полуохватывающему подшипнику, могут быть применимы и к вполне охватывающему.

2. Относительное положение, которое принимает центр вала в рабочем состоянии в отношении центра подшипника, зависит в первую очередь: от нагрузки подшипника, числа оборотов, вязкости смазочного материала, заполняющего зазор, и от относительного зазора и, во вторую очередь, от относительной длины подшипника.

3. При различной длине подшипника эксцентриситет будет тем больше, чем короче подшипник.

4. Посредством относительной величины $\varphi = \frac{4 \cdot p_m \cdot \psi^2}{z \cdot \omega}$ с достаточным приближением даются для подшипника конечной длины как эксцентриситет вала, так и соответствующий угол, так что эксцентричное положение вала в подшипнике этим устанавливается геометрически.

5. При данной нагрузке, числе оборотов и вязкости смазочного материала положение вала в подшипнике зависит еще только от величины зазора. Соответствующим размером ψ можно поэтому достигнуть любого желаемого эксцентриситета.

6. Относительный зазор колеблется для χ от 0,2 до 0,95 в границах $\psi = 0,65 \div 3,14 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}}$.

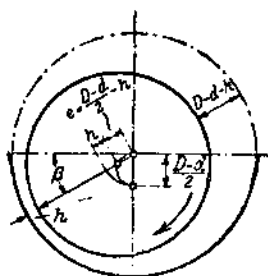
9. Наименьшая толщина смазочного слоя

Важнейшим пунктом в расчетах скользящего подшипника является определение наименьшей толщины смазочного слоя, от величины которого зависит прежде всего размер допустимой нагрузки подшипника. Под наименьшей толщиной смазочного слоя понимается расстояние между вращающейся цапфой и вкладышем в самом узком месте зазора. Линия, проведенная к этому месту из центра подшипника навстречу направлению движения, образует с горизонталью угол смещения β (фиг. 30 и 31).

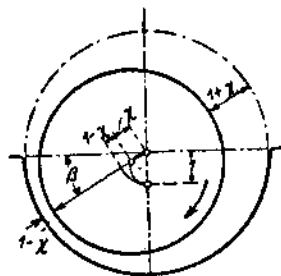
Наименьшая толщина смазочного слоя h теоретически может измеряться как между поверхностями цапфы и вкладыша, так и по сдвигу обонх центров (центра подшипника и центра вала). Поэтому величина h на фиг. 30 указана в обоих местах.

При этом необходимо обратить внимание на то, чтобы абсолютная и относительная величины не смешивались друг с другом, даже в тех случаях, когда эта разница, из-за стремления к краткости выражения, будет недостаточно резко подчеркнута в некоторых местах текста.

Абсолютная величина измеряется в метрах, сантиметрах или миллиметрах, а относительная величина представляет собой только соотношение мер. Например $D-d$ является абсолютным зазором в метрах, в то время как ψ означает относительный зазор, именно



Фиг. 30. Зазор, эксцентриситет и наименьшая толщина смазочного слоя, выраженные в виде абсолютных величин.



Фиг. 31. Зазор, эксцентриситет и наименьшая толщина смазочного слоя, выраженные в виде относительных величин.

отношением $\frac{D-d}{d}$. Все относительные величины являются, естественно, неименованными числами.

То же самое можно сказать про эксцентриситет и наименьшую величину смазочного слоя. Наименьшая толщина смазочного слоя h , являющаяся составной частью зазора $D-d$, будет, следовательно, измеряться как абсолютная мера в метрах. Относительный эксцентриситет χ является, напротив, относительной величиной смещения середины вала от середины подшипника, причем радиальный зазор $R-r$ или $\frac{D-d}{2}$ приравнен единице.

Из этого вытекает следующий вывод: абсолютный радиальный зазор $\frac{D-d}{2}$ соответствует относительному радиальному зазору 1; наименьшая (абсолютная) толщина смазочного слоя $1-\chi$ и абсолютное эксцентричное смещение $e = \frac{D-d}{2} - h$ соответствует эксцентриситету χ (относительному). Чтобы яснее представить различие между разными понятиями, рассматриваемые величины изображены на фиг. 30 как абсолютные, а на фиг. 31, напротив, как относительные.

Величина наименьшей толщины смазочного слоя получается путем умножения относительной наименьшей толщины смазочного слоя $(1-\chi)$ на абсолютное значение радиального зазора, который, в свою очередь, складывается из относительного зазора ψ и радиуса вала r^* .

Наименьшая толщина смазочного слоя получается поэтому в следующем виде:

$$h = (1 - \chi) \cdot r \cdot \psi \text{ м.} \quad (19)$$

Так как величина ψ для значений χ известна из табл. 3, то можно и величину h установить для каждого значения χ , как это показано в табл. 4. Мы будем при этом, однако, все время оставаться в зависимости от секционного значения, т. е. от φ (табл. 1).

Таблица 4

Величина наименьшей толщины смазочного слоя h при различных эксцентриситетах χ

Вообще $h = (1 - \chi) \cdot r \cdot \psi$, в частности для:

$\chi = 0,2$	$h_{0,2} = 0,8 \cdot \frac{d}{2} \cdot 0,65 \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} = 0,26 \cdot d \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} \text{ м}$
$\chi = 0,3$	$h_{0,3} = 0,7 \cdot \frac{d}{2} \cdot 0,77 \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} = 0,27 \cdot d \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} \text{ "}$
$\chi = 0,5$	$h_{0,5} = 0,5 \cdot \frac{d}{2} \cdot 1,00 \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} = 0,25 \cdot d \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} \text{ "}$
$\chi = 0,8$	$h_{0,8} = 0,2 \cdot \frac{d}{2} \cdot 1,62 \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} = 0,162 \cdot d \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} \text{ "}$
$\chi = 0,9$	$h_{0,9} = 0,1 \cdot \frac{d}{2} \cdot 2,26 \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} = 0,113 \cdot d \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} \text{ "}$
$\chi = 0,95$	$h_{0,95} = 0,05 \cdot \frac{d}{2} \cdot 3,14 \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} = 0,078 \cdot d \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} \text{ "}$

Как видно из табл. 4, наибольшая толщина смазочного слоя³ достижимая в самом узком месте между цапфой и вкладышем, составляет приблизительно

$$h_{0,3} = 0,27 \cdot d \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}}$$

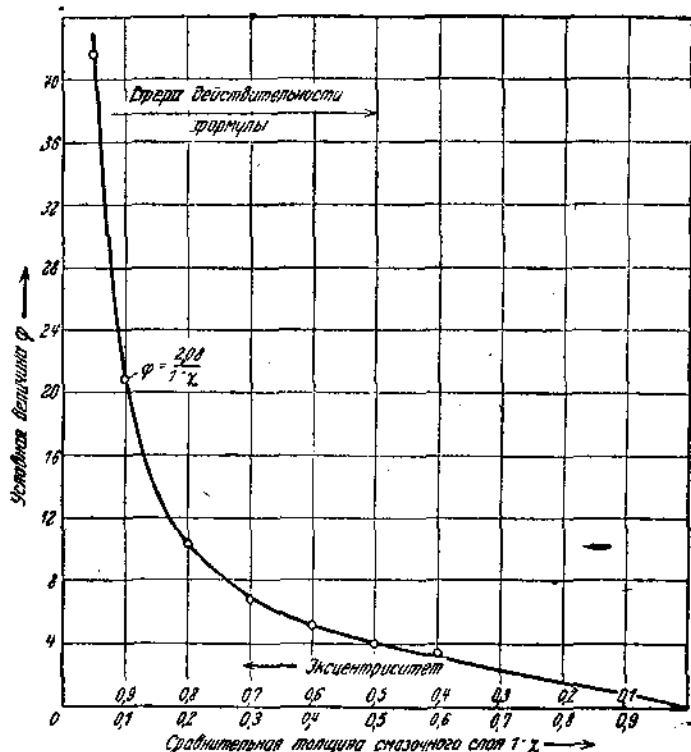
при эксцентриситете $\chi = 0,3$.

Как мы увидим, определение наименьшей толщины смазочного слоя при современных расчетах подшипника составляет важнейшую и наиболее частую задачу. Поэтому весьма важно производить это определение как можно проще, не прибегая при этом к помощи таблиц. Чтобы избежать пользования табл. 1, нужно определить эмпирическую зависимость между $1-\chi$ и φ , для чего целесообразно сначала выразить графически изменение φ , как функции относительной наименьшей толщины смазочного слоя $1-\chi$, как это показано на фиг. 32.

* В конце текста для удобства приведен общий список всех знаков формул с указанием их значений.

С первого же взгляда кривая показывает, что в целом она не может быть охвачена простым уравнением; поэтому нужно обратить внимание на ее важнейшую часть.

Как покажет исследование в главе 14, практически интересна только часть кривой от $1 - \gamma = 0,05 \div 0,5$ или $\gamma = 0,95 \div 0,5$; и эта



Фиг. 32. Зависимость между φ и $1 - \gamma$. (Нанесенные точки соответствуют приближенному уравнению 20 для относительно наименьшей толщины смазочного слоя.)

часть кривой с достаточным приближением покрывается эмпирическим уравнением:

$$1 - \gamma = \frac{2,08}{\varphi}, \quad (20)$$

как это показывают точки на фиг. 32.

Подставляя уравнение (20) в уравнение (19), получаем:

$$h = (1 - \gamma) \cdot r \cdot \psi = \frac{2,08}{\varphi} \cdot \frac{d}{2} \cdot \psi \text{ м},$$

или, подставляя уравнение (17), как особую формулу для конечной длины подшипника ($l : d = 1,0$; $c = 2$):

$$h = \frac{2,08 \cdot d \cdot \psi \cdot z \cdot \omega}{2 \cdot 4 \cdot p_m \cdot \psi^2};$$

$$h = \frac{d \cdot z \cdot \omega}{3,84 \cdot p_m \cdot \psi} \mu. \quad (21)$$

Эта формула действительна, как уже замечено, для эксцентриситетов $\chi = 0,5 \div 0,95$ и представляет собой важнейшее вспомогательное уравнение для всех дальнейших расчетов.

Если имеется предположение, что дело идет о меньшем эксцентриситете, то легко можно проверить, имеет ли еще силу уравнение (21) или нет. Проверка производится на основании следующего соображения: эксцентриситет $\chi = 0,5$ означает, как известно, что вал расположен эксцентрично на половину радиального зазора. Наименьшая толщина смазочного слоя составляет поэтому также 0,5 радиального или половинного зазора или, что численно то же самое, 0,25 всего зазора $D - d$. Следовательно, если h по уравнению (21) получается больше $1/4$ идеального зазора, то формула (21) более не применима и нужно определять h по уравнениям (15) (фиг. 32) и (19). Но в большинстве случаев достаточно констатировать, что $h > 0,25(D - d)$, не определяя его числового значения.

Как мы видим из формулы (21), более высокое удельное давление при незначительном числе оборотов и жидком смазочном масле создает неблагоприятные условия для чистого жидкостного трения. Когда высокое удельное давление и малое число оборотов даны и должны быть сохранены, то улучшения, т. е. увеличения наименьшей толщины смазочного слоя, при определенном зазоре можно достигнуть только повышением вязкости масла.

Установив эти теоретические положения, перейдем в следующей главе к решению практически важного вопроса, до какого наименьшего значения можно уменьшить толщину смазочного слоя, чтобы трение подшипника не переходило в область полужидкостного.

Выводы

1. Под „наименьшей толщиной смазочного слоя“ понимают расстояние * (идеальное) между вращающимся валом и вкладышем в самом узком месте. Соответствующей относительной мерой, отнесенной к радиальному зазору 1, является величина $1 - \chi$.

2. Наименьшая толщина смазочного слоя вычисляется при эксцентриситете χ от 0,5 до 0,95 при данном зазоре по формуле (21):

$$h = \frac{d \cdot z \cdot \omega}{3,84 \cdot p_m \cdot \psi} \mu$$

Если при этом h получается больше четверти зазора $D - d$ или $d \cdot \psi$, то формула (21) больше не применима, что, однако, встречается очень редко.

3. Большое число оборотов при небольшом удельном давлении и большая вязкость смазочного масла дают наибольшую толщину смазочного слоя, следовательно, гарантируют от наступления полужидкостного трения; малое число оборотов при высоком удельном давлении и незначительной вязкости смазочного масла обуславливает

* Принимая во внимание сказанное об этом в главе 10.

малую толщину смазочного слоя, следовательно, мало или даже совсем не гарантирует от наступления полужидкостного трения.

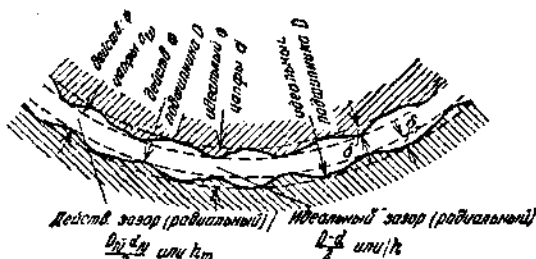
4. При высоком удельном давлении, малом числе оборотов и данном зазоре жидкостное трение можно осуществить только применением очень вязкого масла.

III. Способность вполне смазанных скользящих поверхностей выдерживать нагрузку

10. Наименьшая допустимая толщина смазочного слоя

Гидродинамическая теория, по которой производится расчет поперечного подшипника, предполагает, как уже выше упоминалось, совершенную цилиндрическую форму цапфы и вкладыша; на это предположение о математически точных и идеально гладких скользящих поверхностях опираются также и все формулы, приведенные до сих пор.

Рассматривая поверхность вкладыша или цапфы под микроскопом, мы найдем, что даже при тщательной обработке существуют очень значительные неровности, подобные горам и долинам, равномерность высоты и глубины которых зависит от характера обработки (фиг. 33).



Фиг. 33. Схематическое, сильно увеличенное изображение неровностей обработки цапфы, concentрически плавающей в подшипнике.

Теоретически предельное числовое значение наименьшей толщины смазочного слоя может равняться нулю. В этом случае смазочный слой в точке соприкосновения цапфы и вкладыша был бы совершенно вытеснен. Практически же этот предельный случай невозможен. Обе поверхности могут приближаться друг к другу до тех пор, пока выступы вала не коснутся выступов вкладыша. Но при этом не будет иметь места полное вытеснение смазочного вещества, так как высота неровностей цапфы и вкладыша не допустит этого. В качестве диаметра цапфы, с которым мы вели расчеты, принимается при этом по фиг. 33 „идеальный“ или „основной диаметр“ d , а в качестве диаметра вкладыша „идеальный“ или „основной диаметр“ D , в то время как d_n и D_n представляют собой действительные диаметры цапфы и подшипника.

При этом предположении, которое предоставляет нам, как мы увидим, возможность весьма удовлетворительно разрешить трудности расчета, цапфа будет рассматриваться, как идеально гладкий цилиндр диаметра d , который имеет на своей окружности более или менее правильные возвышения высотой h , в то время как вкладыш рассматривается, как идеальный пустотелый цилиндр с внутренним диамет-

ром D , на внутренней поверхности которого имеются возвышения высотой δ_1 .

Практическое значение этой гипотезы, введенной в гидродинамическую теорию впервые автором, состоит только в том, что диаметр и зазор, с которыми мы имеем дело в наших формулах, не идентичны с практически измеримыми, следовательно, с технически выполненными диаметрами или зазорами. Практически выполнимый и могущий быть измеренным нашими измерительными приборами диаметр цапфы d_w должен быть больше на величину 2δ , а действительный диаметр D_w вкладыша меньше на величину $2\delta_1$, чем идеальный или вычисленный диаметр d или D . Вследствие этого действительный (измеренный при помощи калибра) зазор будет по отношению к идеальному меньше на величину $2\delta + 2\delta_1 = 2(\delta + \delta_1)$.

Отсюда можно вывести заключение, что наименьшая толщина смазочного слоя h никогда не будет равна или меньше $2(\delta + \delta_1)$, так как действительная наименьшая толщина смазочного слоя h_w никогда не может быть равна нулю, если необходимо избежать металлического трения. (Величина h_w нанесена на фиг. 33 только ради полноты; мы не будем ею пользоваться, так как не нуждаемся в ней.)

Отсюда получается действительный диаметр цапфы:

$$d_w = d + 2\delta,$$

а действительный диаметр вкладыша

$$D_w = D - 2\delta_1,$$

и действительный зазор соответственно этому будет:

$$\begin{aligned} D_w - d_w &= (D - 2\delta_1) - (d + 2\delta) = D - 2\delta_1 - d - 2\delta = \\ &= D - d - 2\delta - 2\delta_1; \end{aligned}$$

$$D_w - d_w = (D - d) - 2(\delta + \delta_1) \text{ м.} \quad (22)$$

И, обратно, идеальный зазор составляет

$$D - d = D_w - d_w + 2(\delta + \delta_1) \text{ м.} \quad (23)$$

Следовательно, по выявленному отношению во всех случаях имеет силу требование, чтобы сумма неровностей по крайней мере была равна наименьшей (т. е. наименьшей идеальной) толщине смазочного слоя h .

Следовательно, всегда должно быть:

$$h > \delta + \delta_1 \text{ м.} \quad (24)$$

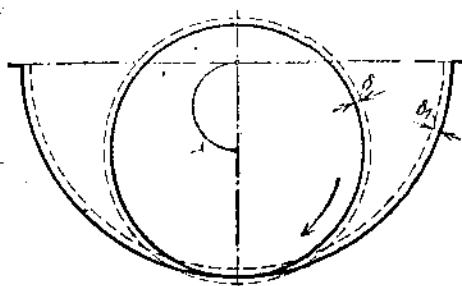
Это условие создает критерий для суждения о допустимости наименьшей определенной расчетом толщины смазочного слоя.

Наглядное представление о предложенной гипотезе дают схематические изображения на фиг. 34 и 35.

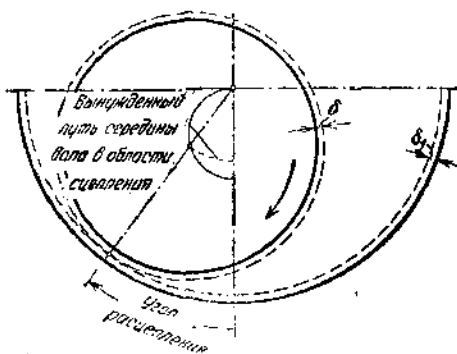
Как показывает фиг. 34, сделанное предположение основывается на требовании, чтобы в самой низкой точке пути середины вала соприкосновение или касание *основных окружностей* цапфы и вкладыша происходило таким образом, как будто вал и подшипник идеально гладкие. Следовательно, при этом относительном положении оба тела должны проникать друг в друга, что практически невоз-

можно. Таким образом положение плавания, показанное на фиг. 35, может быть достигнуто только в том случае, когда намеченные пунктиром начальные окружности не будут более соприкасаться, чтобы вал имел возможность свободно вращаться.

Представим теперь себе цапфу, свободно плавающую в вкладыше при большом числе оборотов, и затем станем медленно уменьшать окружную скорость так, чтобы радиус-вектор (соединяющий середину подшипника и вала), понижаясь, приблизился в конце концов к положению, показанному на фиг. 35. При дальнейшем уменьшении числа оборотов головные окружности (т. е. сферы возвышений неровностей) начнут соприкасаться: неровности „зацепляются“ и середина



Фиг. 34. Схематическое изображение геометрического положения вала в самой нижней точке его пути, не принимая во внимание неровностей обработки: жирно вычерченный „основной круг“ затрагивается.



Фиг. 35. Схематическое изображение положения вала в „состоянии расщепления“: вычерченные пунктиром головные окружности цапфы и вкладыша соприкасаются.

вала, чтобы достигнуть своей наиболее низкой точки, будет принуждена следовать вследствие несовершенства обработки по пути, намеченному на фигуре пунктиром. И наоборот, такой угол от состояния покоя до „расщепления“ неровностей должен быть отложен вначале при полужидкостном трении, пока не наступит жидкостного трения и плавания.

Этот „угол расщепления“ при одинаковых идеальных зазоре и диаметре цапфы тем больше, чем несовершеннее обработка. При совершенной обработке или математически точно цилиндрической поверхности он понижается до нуля. Таким образом фиг. 34 и 35 отчетливо показывают, что предложенная гипотеза дает для любой высоты неровностей обработки те же самые основы расчета, а вместе с тем в пограничных случаях расчет распространяется и на совершенно обработанные поверхности скольжения, что имеет существенное значение.

В этом месте надо особо подчеркнуть, что расчеты подшипника, опирающиеся на идеальный диаметр на основе сделанных предположений, достаточно строги. Они дают несколько неблагоприятные значения, но одновременно увеличивают надежность, что может быть только желательно при расчетах сильно нагруженных подшипников.

С другой стороны, учитывая влияние тщательности обработки поверхностей, можно сделать заключение, что идеально гладкая цапфа, работающая в точно таком же вкладыше, даже при неблагоприятных обстоятельствах может воспринимать очень большую нагрузку.

В ответственных случаях чрезвычайно тонкая обработка играет, таким образом, необычайно важную роль и поэтому весьма интересно установить, как велика может быть в действительности высота неровностей у различно обработанных поверхностей. Такое исследование по мысли, возбужденной автором в 1923 г., было предпринято проф. Бернотом в Дрездене и привело к результатам, очень благоприятным и важным для современных расчетов подшипников³.

Высота неровностей* обработанной поверхности у незакаленной мартеновской стали может быть принята по этому исследованию по данным табл. 5, которые совпадают с английскими данными.

Таблица 5

Высота неровностей δ'' обработанных поверхностей у незакаленной мартеновской стали

Обточенная	0,03—0,04 мм
Обточенная и сглаженная полувальным напильником	0,02—0,03 "
Обточенная и сглаженная личным напильником	0,01—0,02 "
Отшлифованная и сглаженная наждачной шкуркой № 1	0,006—0,007 "
Отшлифованная наждачным кругом	0,004—0,005 "
Отшлифованная и сглаженная наждачной шкуркой № 00 (или закаленная и отшлифованная)	0,003—0,004 "
Тщательно сглаженная на чугушной пластинке (только для плоских поверхностей)	0,001—0,003 "
Закаленная и тщательно сглаженная на чугушной пластинке	около 0,0001 "

Для цапф имеют значение только рубрики 4, 5 и 6 и в качестве надежной средней величины для современных цапф, зашлифованных (незакаленных) на шлифовальных станках, можно принять высоту неровностей $\delta'' = 0,005$ мм.

У вкладышей играет роль как род материала, так и способ обработки. Поверхности скольжения у них состоят преимущественно из белого металла, бронзы и чугуна.

Трансмиссионные подшипники из чугуна при серийном производстве притираются разверткой и получают при этом степень точности, которая немногим уступает точности пришлифованных стальных цапф. Подшипники, залитые белым металлом, от самых малых до самых больших размеров в настоящее время наиболее просто и дешево высверливаются при помощи алмазных резцов. Правда, алмазные резцы, смотря по оправе, шлифовке и качеству действуют очень различно. Алмазы Боденера, индивидуально приспособляемые к производственному материалу по углу резания и заточке, дают, например, такую чистую поверхность, что лишь с большим трудом можно заметить очень тонкие бороздки, остающиеся после сверления. Если при обыкновенном сверлении подшипника, залитого белым металлом (обработка стальным инструментом), высоту неровностей принимают

* В последующем изложении величины, выраженные в метрах, будут обозначаться: D, d, l, h, δ и т. д.; величины, выраженные в сантиметрах: D', d', l', h', δ' и т. д., и выраженные в миллиметрах: $D'', d'', l'', h'', \delta''$ и т. д.

в 0,015 мм, а в жесткой, плотной бронзе — в 0,02 мм, то при высверливании алмазами Боденера* нужно неровность считать при белом металле равной приблизительно 0,002 мм и при жесткой бронзе приблизительно 0,004 мм (ср. также Шлиппе или фон Меч^{80, 81}).

На этом основании можно во всяком случае установить для наименьшей допустимой толщины смазочного слоя h достаточно безопасное предельное значение, которое при расчетах подшипников может быть принято в качестве нормы.

Для обработки цапфы мы могли бы при нормальных условиях принять $\delta'' = 0,005$ мм; для вкладыша при хорошем исполнении (высверленные алмазом или притертые) — приблизительно такую же величину, следовательно и $\delta'' = 0,005$ мм. Так как при первоклассной работе эти значения вполне выполнимы, то метод расчета уже сам по себе, благодаря очень строгим предположениям, совершенно надежен. При одновременной осторожной оценке вязкости в смазочном слое можно отказаться от особой добавки к сумме $\delta + \delta_1$, и мы получим в качестве предельного значения из уравнения (24):

$$h''_{\min} \geq 0,01 \text{ мм}^{**} \text{ или } h_{\min} \geq 0,00001 \text{ м}, \quad (25)$$

которое у нормальных установок не должно превышаться.

Фиг. 36 показывает профиль залитой желатином рассверленной стальной поверхности, увеличенной в сто раз (взято из работы проф. Г. Берндта³, Дрезден). Эта, относительно очень грубая поверхность выбрана потому, что при этом особенно ясно выступает характер вертикально разрезанных сверлильных бороздок. (По новейшим опытам Берндта профиль наиболее чисто обработанной поверхности все еще отчетливо видим.)



Фиг. 36. Поперечный разрез рассверленной стальной поверхности в 100-кратном увеличении.

Обтачивание и опилование цапфы вообще недостаточно как в отношении ровности и гладкости, так и в отношении точности цилиндрической формы. Напротив, полирование на полировальном станке дает достаточно точную цилиндрическую и гладкую поверхность. Часто еще употребляется зашлифовка закаленных цапф кривошипа поршневых машин деревянными или свинцовыми хомутами и наждачным порошком, но этот способ обработки при всяких обстоятельствах является недопустимым, так как цапфы от этого становятся грубыми*** и теряют цилиндрическую форму. Шлифовку лучше всего производить на машине с вращающейся кулисой и притом со шлифовальным шпинделем, работающим без толчков и с возможно большим числом оборотов.

* Г. Бахман. Промышленные алмазы В. Боденера.

** С этим впадие согласуются и те величины, которые найдены Фивегом⁹⁶ экспериментально-оптическим путем.

*** Многочисленные тонкие бороздки, получающиеся при таком шлифовании, действуют, как узкие, периферийные кольцевые канавки и понижают опорную способность цапфы.

При очень высоком удельном давлении наиболее тонкая обработка необходима, для чего поверхность цапфы лучше всего закалить в ящике, точно отшлифовать и отполировать. Вкладыши при малых размерах и при массовом производстве следует очистить ступенчатой иглой для вырезания канавок, а при больших размерах „полировать роликами“ (уплотнение посредством роликов для полирования под давлением) и у больших подшипников пришабрить (притереть) с краской — у качающихся цапф на самой цапфе, у вращающихся валов на вспомогательном шипе, большим на величину зазора. Подшипники букс с заливкой из белого металла могут быть очищены или же „прокатаны“ при помощи полированных стальных шариков.

Однако созданием полноценной гладкой внешней поверхности у цапф и вкладышей еще не обеспечивается желаемая высокая поддерживающая способность. Совершенство обработки поверхности должно сопровождаться *точностью цилиндрической формы*. Цапфы и подшипники должны, следовательно, иметь по возможности прямую среднюю линию, чего, как известно, очень трудно достигнуть в особенности у подшипников. Самым совершенным методом для создания поддерживающей опоры по всей длине является так называемое периферийное шлифование при одновременном продольном колебательном движении, которое применяется не только к подшипникам, но с успехом и к цапфам (ср. также *Шлиппе*, фон *Меч*, *Лих*^{80, 81, 65}).

Наименьшая толщина смазочного слоя, которую вкладыш может принять чисто физически, не разрываясь, по выполненным опытам значительно меньше 1/10 000 мм. При такой, чрезвычайно тонкой, делимости смазочного вещества толщину смазочного слоя можно было бы, следовательно, допустить настолько незначительной, что практическое использование ее, даже при самой тщательной обработке поверхности, было бы невозможно. Но чем больше мы будем приближаться к идеальной ровности, тем меньшую толщину смазочного слоя можно допустить, не опасаясь полужидкостного трения.

Выводы

1. Каждый вал или вкладыш, как бы хорошо они ни были обработаны, имеют на своей поверхности неровности, от высоты которых зависит величина наименьшей допустимой толщины смазочного слоя, а вместе с тем и величина нагрузки.

2. Гидродинамическая теория исходит при расчете цапф и вкладышей из математической точности и идеальной гладкости скользящих поверхностей. Теоретические диаметры d или D , с которыми производится расчет, являются поэтому „идеальными“ или „основными“ диаметрами. Они соответствуют тем диаметрам, которые получились бы, если можно было бы измерять до „основания“ углубления неровностей.

3. Действительный (измеримый) диаметр цапфы равен идеальному диаметру цапфы d , плюс двойная высота неровностей цапфы δ ; таким образом $d_w = d + 2\delta$. Действительный диаметр вкладыша равен идеальному (вычисленному) диаметру подшипника D минус двойная высота неровностей вкладыша, т. е. $D_w = D - 2\delta_1$.

4. Практический (измеримый) зазор всегда меньше идеального зазора, с которым приходится встречаться в расчетах, на величину неровностей $2(\delta + \delta_1)$.

5. Наименьшая толщина смазочного слоя h всегда должна быть больше суммы неровностей δ и δ_1 , цапфы и вкладыша, если нужно избежать полужидкостного трения. Следовательно, h всегда должно быть больше $\delta + \delta_1$.

6. Сумма неровностей цапфы и вкладыша у стальных, шлифованных цапф, у развернутых, притертых или просверленных алмазом вкладышей может быть принята по практическим опытам приблизительно равной 0,01 мм. В действительности она, по большей части, еще немного меньше, так что для нормальных случаев может быть принята наименьшая допустимая толщина смазочного слоя у нормальных подшипников $h_{\min} = 0,01$ мм.

7. При очень высоком удельном давлении вполне точная обработка поверхностей скольжения просто необходима. Однако она может достигнуть своей цели только в том случае, если цапфа и вкладыш, помимо совершенно гладкой поверхности, будут обладать также точной цилиндрической формой.

11. Допустимое удельное давление у поперечных подшипников

Определение допустимой нагрузки для готового поперечного подшипника теоретически чрезвычайно просто, так как при данном числе оборотов, данной вязкости и данных размерах, т. е. при известном зазоре и данной обработке, можно без затруднений вычислить гидродинамически допустимое удельное давление. Практически такая задача решается редко ввиду того, что в большинстве случаев (у разделенных подшипников) очень трудно достаточно точно измерить диаметр вкладыша.

Из данной действительной разницы в диаметрах (практического зазора) прибавлением величины $2(\delta + \delta_1)$ определяется идеальный зазор $D - d$ или относительный зазор $\psi = \frac{D - d}{d}$. Применив затем формулу (21) и решая уравнение по p_m , мы получаем из

$$3,84 \cdot p_m \cdot \psi \cdot h = d \cdot z \cdot \omega$$

для эксцентриситета равного или большего $\gamma = 0,5$

$$p_m = \frac{d \cdot z \cdot \omega}{3,84 \cdot \psi \cdot h} = \frac{d \cdot z \cdot \omega \cdot d}{3,84 \cdot h \cdot (D - d)} \text{ кг/м}^2. \quad (26)$$

В этой формуле h приравнивают величине, соответствующей сумме неровностей $\delta + \delta_1$, например $h = 0,00001$ м.

Пример 2

Дано: $D''_{10} = 125,01$ мм; $d''_{10} = 124,96$ мм; $l'' = 140$ мм; $n = 300$.

Вязкость масла в смазочном слое z около $0,003$ кг·сек/м². Как велика будет при нормальной обработке наиболее допустимая p_m и P ?

Идеальный зазор по формуле (23) составляет:

$$D'' - d'' = (D_w'' - d_w'') + 2(\delta'' + \delta_1'') = 125,01 - 124,96 + 2 \cdot 0,01 = 0,07 \text{ мм}$$

$$\psi = \frac{D'' - d''}{d''} = \frac{0,07}{125} = \frac{1}{1790}.$$

Отсюда, если мы допустим наименьшую толщину смазочного слоя h равной 0,00001 м и введем $\omega = 0,105 \cdot \pi$, соответствующее наибольшее давление на подшипник будет по уравнению (26):

$$p_m = \frac{d \cdot z \cdot \omega}{3,84 \cdot h \cdot \psi} = \frac{0,125 \cdot 0,003 \cdot 0,105 \cdot 300 \cdot 1790}{3,84 \cdot 0,00001 \cdot 1} = 550\,000 \text{ кг/м}^2 = 55 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом при самоустанавливающемся вкладыше, принимая во внимание толщину смазочного слоя и беря d и l в сантиметрах (равной d' или l') и ставя удельное давление p в кг/см^2 , получим общую нагрузку на подшипники:

$$P = d' \cdot l' \cdot p = 12,5 \cdot 14 \cdot 55 = 9600 \text{ кг}.$$

(Когда мы будем рассматривать соотношения трения в подшипнике, то увидим, каким образом можно довольно сносно оценить вязкость масла в смазочном слое).

Уравнение (26) и другие показывают, что при одинаковой вязкости, одинаковой толщине смазочного слоя и одинаковом абсолютном зазоре толстая цапфа выдерживает значительно большее давление, чем тонкая, и быстро вращающаяся большее, чем медленно вращающаяся.

Небольшие подшипники с малым числом оборотов вала могут развивать большую поддерживающую способность лишь при наименьшем зазоре. Большой подшипник с большим числом оборотов вала обладает уже сам по себе такой значительной поддерживающей способностью, что у него без затруднений может быть допущен большой зазор; последний необходим по большей части не только в целях более легкого изготовления, но также и в интересах более спокойной работы вала.

На поддерживающую способность поперечного подшипника помимо этого оказывают влияние еще разные другие факторы, установить значение которых является поэтому необходимым.

Сначала надо обратить внимание на то, что повышенное удельное давление, которое технически может восприниматься цапфой, в конце концов ограничивается ее прочностью. Для концевой цапфы с равномерно распределенной нагрузкой существует, например, следующая зависимость:

$$P \cdot \frac{l'}{2} = W_0 \cdot \sigma_b \approx 0,1 \cdot (d')^3 \cdot \sigma_b,$$

где P обозначает общую нагрузку в килограммах, d' и l' — диаметр и длину цапфы в сантиметрах, W_0 — момент сопротивления поперечного сечения цапфы в см^4 и σ_b — допустимое изгибающее усилие материала цапфы в кг/см^2 .

Если мы в последнем выражении подставим $P = p \cdot d' \cdot l'$, причем p будет обозначать среднее давление на поверхность подшипника в кг/см^2 , то получим:

$$\frac{p \cdot d' \cdot l' \cdot l'}{2} = 0,1 \cdot (d')^3 \cdot \sigma_b,$$

или

$$p = \frac{2 \cdot 0,1 \cdot (d')^3 \cdot \sigma_b}{d' \cdot (l')^2} = \frac{0,2 \cdot \sigma_b \cdot (d')^2}{l'^2}.$$

Наибольшее допустимое удельное давление у *концевой цапфы*, с точки зрения ее прочности, будет согласно этому:

$$p = \frac{0,2 \cdot \sigma_b}{(l : d)^2} \text{ кг/см}^2. \quad [27]$$

При отношении длины цапфы к ее диаметру $l : d = 1,5$ и $\sigma_b = 450$ будем иметь:

$$p = \frac{0,2 \cdot 450}{1,5^2} = \frac{90}{2,25} = 40 \text{ кг/см}^2;$$

у очень коротких лобовых цапф возможны более высокие удельные давления. При отношении $l : d = 0,8$ получается, например:

$$p = \frac{0,2 \cdot 450}{0,8^2} = \frac{90}{0,64} = 140 \text{ кг/см}^2.$$

Последующий расчет допустимости этого удельного давления с учетом наименьшей толщины смазочного слоя, само собой понятно, проводится отдельно.

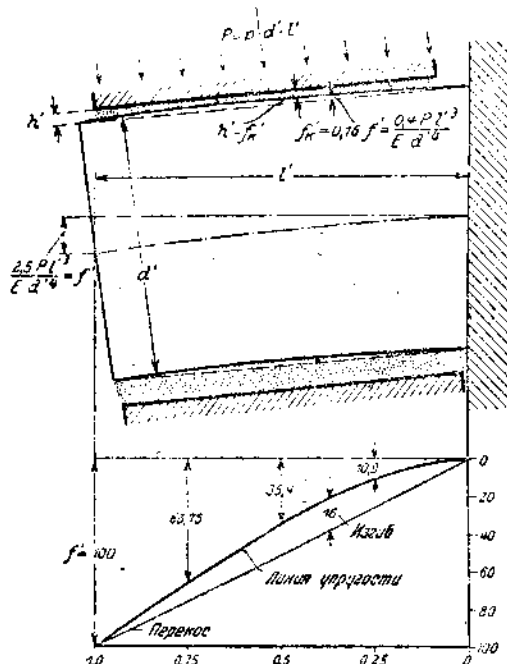
Следующим фактором, оказывающим влияние на поддерживающую способность подшипника, является самоустанавливаемость его вкладыша. Большая важность этого конструктивного мероприятия уже отмечена в главе 3, где оно подробно обосновано. Цель этого устройства сводится, как известно, к тому, чтобы обезвредить влияние прогиба цапфы.

Последнее с точки зрения работы подшипника заключает в себе два действия: *перекос* и *изгиб* вала. У подшипника с валом, одинаково нагруженным по обеим сторонам, первое отпадает, поскольку нет оснований к изменению положения его вкладыша (вследствие того, что прогиб симметричен по обе стороны). Подшипник для односторонне нагруженного вала или подшипник *концевой цапфы* подвержен как влиянию перекоса, так и влиянию искривления вала. Перекос может быть выравнен при помощи самоустанавливающегося вкладыша, в то время как компенсирование искривления в пределах длины подшипника невозможно.

Вредное действие изгиба вала во время работы подшипника, как легко видеть, проявляется в том, что изогнутый вал, имея выпуклость в середине подшипника или вогнутости на обоих концах подшипника, будет выжимать смазочный слой или (при умеренной нагрузке) значительно ослаблять его, так что поддерживающая способность подшипника будет значительно ослаблена. Для того чтобы по возможности уменьшить это краевое давление, вызываемое кривизной вала, существует (помимо уменьшения напряжения вала) только одно средство: применение *короткого подшипника* и тем самым понижение абсолютного значения изгиба во время работы подшипника.

На фиг. 37 представлена в увеличенном масштабе упругая деформация цапфы, заделанной одним концом. Так как при чистом жидкост-

ном трении передача давления на цапфу через средство смазочного материала происходит только приблизительно равномерно по всей длине, то в основании расчета прогиба при равномерно распре-



Фиг. 37. Прогиб концевой цапфы под действием нагрузки и выравнивание перекоса при помощи подвижного вкладыша.

деленной нагрузке можно положить плавную линию. Нижняя часть фиг. 37 показывает форму плавной линии в сильно увеличенном виде, причем на определенных расстояниях нанесены промежуточные значения прогиба, являющиеся частями наибольшего прогиба f' (в процентах). Этим определяется характер плавной линии в общей форме и для каждого подобного случая ее можно вычертить в соответствующем масштабе.

Прямая, проходящая из левого нижнего угла в правый верхний, представляет собой средний перекос, в то время как наибольшая кривизна представлена величиной f'_k . Как показывают нанесенные цифры, числовая величина кривизны у концевой цапфы составляет только 16% числовой величины наибольшего прогиба f' , который для полной площади круга определяется по уравнению:

$$f'_k = \frac{2,5 \cdot P \cdot (l')^3}{E \cdot (d')^4} = \frac{2,5 \cdot p \cdot (l')^4}{E \cdot (d')^3} \text{ см.} \quad [28]$$

В этом уравнении P — общая нагрузка в килограммах, $p = \frac{P}{d' \cdot l'}$ — удельное давление в кг/см^2 , l' — длина подшипника в сантиметрах, E — модуль упругости материала цапфы в кг/см^2 и d' — диаметр цапфы в сантиметрах.

Из этого получается величина кривизны у концевой цапфы:

$$f'_k = 0,16 \cdot f' = \frac{0,4 \cdot P \cdot (l')^3}{E \cdot (d')^4} \text{ см.} \quad [29]$$

В важнейших случаях (у сильно нагруженных, медленно вращающихся цапф) значение f'_k всегда пересчитывается и к нему прибавляется наименьшая толщина смазочного слоя, обуславливаемая неровностями внешней поверхности, так что h' при этом должно быть не меньше $\delta' + \delta'_1 + f'_k$ см.

После этого становится ясным, почему у цапф коленчатых валов с неподвижными главными подшипниками допустимо сравнительно незначительное удельное давление. Опыт показал, что сильно нагруженные цапфы коленчатых валов склонны к нагреванию; причиной этого явления будет, однако, не слишком высокое удельное давление как таковое, а исключительно прогиб и связанный с ним перекося вала во вкладыше. Это вызывает давление по краям с полужидкостным трением и сильное местное нагревание. Появлению повышенного давления по краям будет способствовать еще общепринятая большая длина подшипника.

Придерживаясь ошибочного мнения, что давление в подшипнике как таковое не должно превышать некоторого сравнительно небольшого значения, по большей части строят относительно длинные подшипники, чтобы цифровое значение удельного давления было небольшим. Этим, к сожалению, не достигают тех результатов, к которым стремятся, а получают совершенно противоположное: цапфа вала прогибается сильнее, создается высокое давление по краям с полужидкостным трением и подшипник начинает нагреваться несмотря на то, что по расчету удельное давление невелико. Цапфа вдвое меньшей длины будет работать, как правило, лучше несмотря на удвоенное удельное давление, так как прогиб весьма значительно понизится и полужидкостное трение при известных условиях будет совершенно избегнуто.

Это соображение должно являться руководящим указанием при изготовлении валов (в особенности коленчатых), так как скрытой причиной весьма многих неудач являются слишком длинные подшипники.

Размеры подшипника нельзя определять просто по общей нагрузке, допускаемой материалом вала, или по тому значению удельного давления, которое вообще считается допустимым. Скорее нужно руководствоваться прогибом цапфы в пределах длины подшипника. Толстые цапфы с короткими подшипниками во всяком случае целесообразнее, так как они выдерживают значительно большее удельное давление, чем тонкие и длинные цапфы. Превосходным руководством для определения прогиба коленчатых валов, покоящихся на нескольких подшипниках, является книга инж. М. Энслина¹⁷ „Коленчатый вал с простыми и двойными коленами, покоящийся на нескольких подшипниках“.

Этот вывод, что удельная поддерживающая способность практически будет тем больше, чем короче подшипник, вызывает вопрос, до какой же длины это может быть верно? Заранее можно сказать, что предельное понятие длины подшипника (равной острию ножа) не может быть сопряжено с наивысшей удельной поддерживающей способностью.

Подробные исследования этих отношений показывают следующее: чем короче подшипник, тем меньше вредное влияние искривления цапфы, но тем больше смазочного материала вытекает под действием нагрузки из смазочного слоя по концам подшипника. Если эта потеря смазочного материала больше того количества масла, которое подается валом, то в подшипнике создается недостаток смазочного материала, хотя вредное влияние прогиба цапфы уменьшается почти до нуля.

Действие недостатка смазочного материала состоит, очевидно, в сильном увеличении эксцентриситета, как это вытекает из уравнения (15), когда c (табл. 2), благодаря уменьшению отношения $l:d$, все больше и больше увеличивается. φ благодаря этому становится больше и вместе с тем становится больше и эксцентриситет. Аналогичным выводом особой формулы (21) (принимая $c=2$) получают для любой длины и $\chi \approx 0,5$ вообще

$$h = \frac{d \cdot z \cdot \omega}{1,92 \cdot c \cdot p_m \cdot \psi} \text{ м} \quad (30)$$

или, вставив $p_m = \frac{P}{d^2 \cdot (l:d)}$; $\omega = 0,105 \cdot n$ и $\psi = \frac{D-d}{d}$,

$$h = \frac{d^4 \cdot (l:d) \cdot n \cdot z}{18,3 \cdot c \cdot P \cdot (D-d)} \text{ м} \quad (31)$$

в качестве наименьшей толщины смазочного слоя в зависимости от относительной длины подшипника.

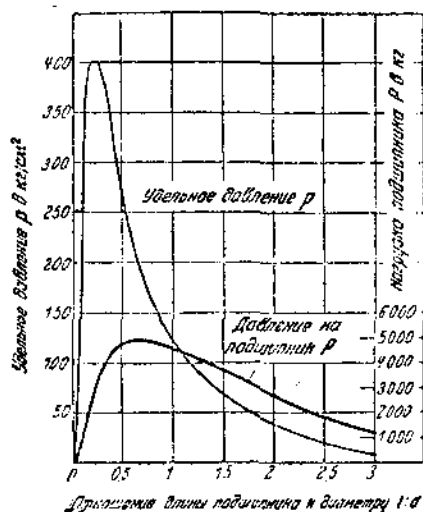
Определяя с помощью уравнения (30) допустимое удельное давление в подшипниках различной длины и принимая при этом во внимание вертикальный прогиб (искривление) вала, опирающегося на два вспомогательных подшипника, симметрично расположенных по обе стороны опытного подшипника, получают в конце концов результат, изображенный на фиг. 38: допустимое удельное давление повышается с уменьшением длины подшипника до некоторого наивысшего значения, а затем, при дальнейшем уменьшении длины подшипника, оно опять уменьшается, и при отношении $l:d=0$ также становится равным нулю. Подробности этого расчета, производимого с неизменными числом оборотов и вязкостью смазочного материала, можно взять из статьи автора „Влияние длины подшипника на его поддерживающую способность“³¹.

Кривая фиг. 39, заимствованная из этой работы, вычерченная сплошной линией, представляет собой результат экспериментальной проверки влияния подшипника на допустимое удельное давление, в то время как часть кривой, вычерченная пунктиром, представляет собой лишь предполагаемое продолжение первой части. Опыты производились в лаборатории опытного поля Высшей технической школы в Шарлоттенбурге, на подшипнике из каро-бронзы (Caro-Bronzebuchslager), диаметром в 40 мм. Они дали результаты, хотя и отличающиеся от теоретического определения, но в отношении формы кривой получилось ценное, заслуживающее внимания совпадение с результатами математических исследований, которые в силу необходимости должны были допустить целый ряд упрощающих предположений, чтобы сделать расчет вообще возможным.

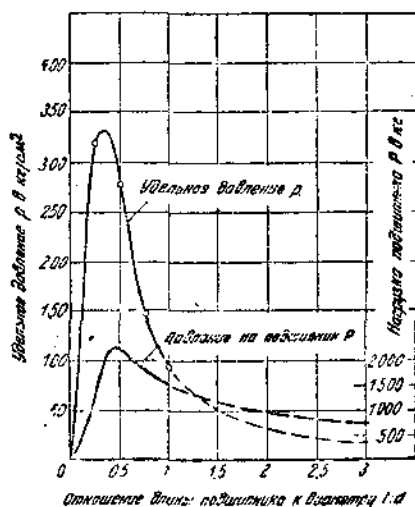
Поэтому интересным является только характер кривой, который во всяком случае позволяет сделать вывод, что длинные подшипники обладают малой поддерживающей способностью и что неблагоприятное действие малой длины подшипника проявляется только у очень коротких подшипников, каковые применяются на практике в высшей степени редко. Кривая на фиг. 39 показывает, впрочем, что при благоприятных условиях опыта даже отношение $l:d=0,1$ (встречаю-

щеся, например, у эксцентриков), повидимому, допускает еще очень значительное удельное давление. Определение путем вычисления допускаемой нагрузки ненормально коротких подшипников (или эксцентриков) может производиться, следовательно, по общему уравнению (30) или по уравнению (31) и по названной особой работе³¹.

Практический вывод, который мы могли бы сделать из изложенного выше, состоит приблизительно в том, что при небольшом удельном давлении не следует применять подшипника с отношением $l:d > 1,5$, так как при большем отношении, как это указано в главе 15, создается уже большая потеря на трение, а кроме того, будет расходоваться излишний материал и производиться переплата на заработной плате. Для среднего и высокого давлений вполне



Фиг. 38. Зависимость наивысшего допустимого удельного давления от длины подшипника, определенная математическим путем.



Фиг. 39. Зависимость наивысшего допустимого удельного давления от длины подшипника, установленная путем практических опытов.

достаточно отношение длины к диаметру $l:d = 1,2 \div 0,8$, в то время как для высокого и наивысшего давлений это отношение понижается до $l:d = 0,5$. При недостатке места или для очень жесткого материала подшипника длина его, составляющая $0,3 d$, еще возможна.

В главе 10 уже указывалось, какое большое значение имеет совершенная обработка поверхностей скольжения для нагрузки подшипников, но числовой эффект при этом не выводился. Следующий пример дает понятие в цифрах, какое увеличение нагрузки получается благодаря усовершенствованию обработки.

Пример 3

Пусть необходимо определить предельную нагрузку короткого бронзового подшипника диаметром в 80 мм, при действительном зазоре в 0,04 мм, $n = 250$ и $z = 0,005$.

1-й случай: обточенный быстрорежущей сталью шлифованный вал с неровностями обработки $\delta_1'' = 0,015$, $\delta_2'' = 0,005$ мм и соответственной наименьшей допустимой толщиной смазочного слоя $h'' = 0,015 + 0,005 = 0,02$ мм;

2-й случай: обточенный алмазным вал, шлифованный и полированный, с $\delta_1'' = 0,004$; $\delta_2'' = 0,001$ и $h'' = 0,004 + 0,001 = 0,005$ мм.

Идеальный зазор в первом случае по уравнению (23):

$$D'' - d'' = D_w'' - d_w'' + 2(\delta_1'' + \delta_2'') = 0,04 + 2(0,005 + 0,015) = 0,08 \text{ мм}$$

и отсюда относительный зазор

$$\psi = \frac{D'' - d''}{d''} = \frac{0,08}{80} = \frac{1}{1000}.$$

Предельная нагрузка составит тогда для $h'' = 0,02$ мм по уравнению (26)

$$p_m = \frac{d \cdot z \cdot \omega}{3,84 \cdot \psi \cdot h} = \frac{80 \cdot 0,005 \cdot 0,105 \cdot 250 \cdot 1600}{3,84 \cdot 0,02} = 137\,000 \text{ кг/см}^2;$$

$$p = 13,7 \text{ кг/см}^2$$

(d и h могут быть взяты здесь в миллиметрах, так как одна величина входит в числитель, а другая в знаменатель).

Как мы видим, предельная нагрузка невелика и улучшение желательно. Установим теперь величину предельной нагрузки во втором случае:

$$D'' - d'' = 0,01 + 2(0,001 + 0,004) = 0,05 \text{ мм}$$

$$\psi = \frac{D'' - d''}{d''} = \frac{0,05}{80} = \frac{1}{1600},$$

и для $h'' = 0,005$ мм:

$$p_m = \frac{80 \cdot 0,005 \cdot 0,105 \cdot 250 \cdot 1600}{3,84 \cdot 0,005} = 870\,000 \text{ кг/см}^2; p = 87 \text{ кг/см}^2.$$

Следовательно, допустимая нагрузка увеличивается от применения более совершенной обработки в 6,35 раза или приблизительно на 535%. Из этого значительного улучшения можно во всяком случае заключить, что увеличение допустимого удельного давления на 100% может быть достигнуто при помощи самых простых технических мероприятий.

Большое влияние на величину допустимого удельного давления оказывает также точность цилиндрической формы цапфы и вкладыша, на что указывалось вкратце уже в главе 10; ибо если точность в направлении длины цапфы не сопровождается точностью в отношении подшипника, то выгоды тщательной обработки не проявляются, так как поверхности скольжения цапфы и вкладыша не будут точно параллельны друг другу.

Цапфа в пределах длины подшипника, даже при тщательной обработке, имеет незначительную разницу в диаметре, так что наружная поверхность ее не дает точно прямой линии. Неточность отверстия подшипника бывает еще больше; средняя линия отверстия идет по большей части зигзагообразно, что вызывается неравномерным передвижением резца станка и прежде всего неравномерностью снятия материала в процессе обработки вследствие неоднородности материала и связанной с этим неравномерной отдачи режущих и шлифовочных инструментов: ось отверстия подшипника идет или S-образно, или принимает волнистую форму, или односторонне искривлена; наконец она может иметь еще незначительную разницу в диаметре (см. также *Шлиппе*⁸⁰).

Эти неточности во время обработки практически выражаются при пригонке, как известно, в том, что несмотря на наличие разницы в диаметрах (в месте измерения) цапфа не входит свободно в подшипник, как

это должно было бы быть, но более или менее сильно ущемляется. Так, например, наблюдается, что нормально изготовленная цапфа 70-мм диаметра должна загоняться ударами молотка в подшипник с диаметром отверстия в 70,2 мм и длиной в 70 мм; в то же время особые опыты автора показали, что при приблизительно однородной обработке поверхностей, но при тщательном соблюдении цилиндрической формы цапфа настолько легко перемещается по отверстию подшипника диаметром в 100 мм с зазором лишь в 0,01 мм и даже в 0,005 мм, что можно говорить о действительно свободной насадке. Причины непрохождения вала через полый цилиндр немного большего диаметра, а также тот факт, известный из практики, что для прохождения нормально изготовленного полого цилиндра через соответствующий вал цилиндр требует тем большей игры, чем он длиннее, были полностью объяснены исследованиями, произведенными автором в 1923 г.

Наконец для предельной нагрузки подшипника в практике имеют значение еще возможные деформации вкладышей. При этом не следует смешивать долевое искривление вкладыша под влиянием давления смазочного слоя и деформацию вкладыша в радиальном направлении. Изгибанием вкладышей в направлении его оси мы можем пренебречь, так как величина прогиба весьма незначительна, в том случае, если крепость вкладыша достаточно велика, что принципиально и должно иметь место. При этом нужно наблюдать только за тем, чтобы жесткий вкладыш всегда находился в середине, так как иначе он под влиянием давления смазочного слоя, которое, как известно, достигает своего максимума в середине подшипника, будет испытывать заметный упругий прогиб и, вследствие этого, терять свою поддерживающую способность. (Этo, между прочим, указано д-ром Т. Е. Стентоном в „The Engineer“ от 8. XII. 1922 г.⁸⁵). Следовательно, устройство опоры для вкладыша лишь на двух узких рабочих кромках на концах подшипника (фиг. 5), как это еще до сих пор часто применяется, является недостаточным при больших удельных давлениях. Тщательная пригонка, а еще лучше пришабровка с краской внешней поверхности вкладыша по возможности по всей длине, по меньшей же мере на широкой полосе в середине, является необходимой для достижения наибольшей поддерживающей способности или для уменьшения нагревания у неподвижного подшипника.

Хуже складываются обстоятельства при радиальных деформациях вкладыша. Причина таких деформаций заключается отчасти в расширяющем действии давления смазочного слоя, но главным образом в неравномерном расширении вкладыша под действием тепла, что очень часто обуславливает неприятные изменения условий смазки.

Температура в смазочном слое, как известно, непрерывно повышается от места впуска масла до самого узкого места зазора, соответственно увеличению давления в смазочном слое. Так как внешняя температура вкладыша, благодаря продолжительному отводу теплоты, всегда должна быть меньше температуры внутренней поверхности, то вкладыш на внутренней стороне будет сильнее расширяться от тепла, чем снаружи. У вкладышей, состоящих из двух частей, это будет иметь последствием раскол или „желание“ нагруженных поло-

винок вкладыша „отойти друг от друга“, вследствие чего в первую очередь возникает тенденция к увеличению радиуса вкладыша, т. е. к увеличению зазора. Если же вкладыши очень точно пригнаны, так что расширение в направлении стыка будет невозможно, то половинки вкладыша, поскольку они встретят извне сильное сопротивление корпуса подшипника, начнут увеличиваться радиально внутрь. Из-за этого зазор может практически уменьшаться до нуля, и создается известное „защемление“, т. е. вкладыши начинают зажимать цапфу в стыке.

Чтобы избежать этого „защемления“, вкладыши обычно временно „свободно пришабривают“ в месте стыка. Этим, как известно каждому практику, весьма значительно уменьшается опасность разрушения вкладышей и поверхности цапфы вследствие нагревания.

Благодаря тому, что практически почти невозможно воспрепятствовать деформации вкладыша, а вместе с тем и изменению зазора у жесткого подшипника, состоящего из двух частей, к сожалению, в очень значительной мере нарушается правильность расчетов. Самоустанавливающиеся вкладыши подшипников можно тщательной пригонкой и жестким свинчиванием обеих половинок очень хорошо укрепить по отношению друг к другу.

Без сомнения, наиболее благоприятной формой поперечного подшипника является целый подшипник; подшипник из двух частей обнаруживает, напротив, большую способность оказывать сопротивление одностороннему расширению от теплоты и искривлению под действием внутренних и внешних сил. У буквы (охлаждаемой, например, снаружи воздушным потоком), в которой зажата головка, от развивающейся теплоты трения внутренний диаметр уменьшается незначительно, так как сила теплового расширения воспринимается отчасти напряжением металла. Неразделенный, самоустанавливающийся подшипник ввиду его многочисленных преимуществ, к которым относится также более дешевая стоимость изготовления, должен поэтому найти себе более широкое применение в машиностроении, чем это имеет место до сих пор, и именно при очень больших требованиях.

В противоположность этому подшипники, состоящие из четырех частей, которые до сих пор еще конструируются, как например, главные подшипники машин-двигателей, нужно признать самой неблагоприятной формой подшипника как в отношении изготовления, возможности деформации и регулировки, так и в отношении поддерживающей способности и износа. Если бы можно было устранить причину недостаточной поддерживающей способности и износа — разделенность на четыре части, — то вместе с этим исчезли бы и самые недостатки. Подшипники из двух частей, короткие, самоустанавливающиеся, свинченные друг с другом с прокладкой и с правильным зазором, наверно, не дали бы наблюдавшихся до сих пор износов.

Эти соображения во всей своей совокупности ясно говорят о том, что старое правило, применяемое в машиностроении не только к цапфе крейцкопфа, но и к цапфе коленчатого вала, а именно:

„чтобы смазочный слой между цапфой и вкладышем никогда не мог быть вытеснен, совершенно необходимо, чтобы наиболь-

шее встречающееся удельное давление не превышало 100 и в крайнем случае 130 кг/см²,

является неправильным и не может быть правильным: оно не принимает во внимание ни смазочного материала, ни зазора, ни числа оборотов, ни прочих условий. Соответственно всему изложенному выше, величина допустимого удельного давления у скользящих подшипников с *вращающейся* цапфой должна определяться следующими факторами:

- 1) расчетными величинами d , z , ω и ψ ;
- 2) твердостью материала цапфы;
- 3) положением вкладыша;
- 4) искривлением вала в подшипнике;
- 5) относительной длиной подшипника;
- 6) обработкой рабочих поверхностей (h);
- 7) точностью цилиндрической формы;
- 8) цельностью или раздельностью вкладыша;
- 9) деформациями под влиянием теплоты.

При этом не приняты во внимание такие факторы, как, например, характер материала скользящих поверхностей, особые качества смазочного материала, возможное взаимодействие между скользящими поверхностями и смазочным материалом и т. д.

Выводы

1. Допустимое удельное давление прямо пропорционально числу оборотов, вязкости смазочного материала и квадрату диаметра цапфы и обратно пропорционально идеальному диаметру и наименьшей толщине смазочного слоя. Если эти величины даны, то p_m можно вычислить по уравнению (26).

2. Допустимое давление на поверхность подшипника в конечном счете ограничивается наивысшим допустимым напряжением материала цапфы.

3. При самоустанавливающихся вкладышах давление на поверхность может быть существенно больше, чем у жестких подшипников.

4. Чем больше изгиб вала на протяжении длины подшипника, тем меньше должно быть удельное давление.

5. Удельное давление может быть тем больше, чем короче относительная длина подшипника. Только при чрезвычайно незначительной длине подшипника (приблизительно $l:d=0,2$) удельная подерживающая способность опять снижается.

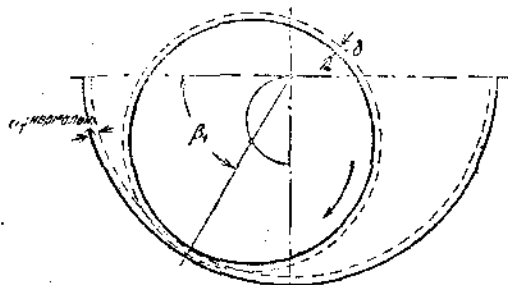
6. Чем совершеннее обработка скользящих поверхностей, тем выше может быть нагрузка.

7. При всех одинаковых условиях целый самоустанавливающийся подшипник допускает наивысшую, а жесткий подшипник из четырех частей — наименьшую удельную нагрузку.

8. Часто встречающееся мнение, что допустимое удельное давление определяется общеустановленными цифрами, основано на заблуждении, которое может быть рассеяно только при помощи научных знаний по технике смазки.

12. Приработка поперечных подшипников

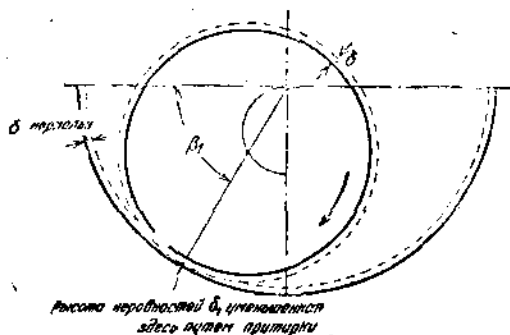
Мы знаем, что величина наименьшей допустимой толщины смазочного слоя и вместе с тем поддерживающая способность подшипника (деформация цапфы не принимается во внимание) зависят от совершенства обработки поверхности цапфы и вкладыша и что наименьшая толщина смазочного слоя только потому никогда не может быть бесконечно малой, что обработанная поверхность никогда не может быть абсолютно совершенной, т. е. математически точной и гладкой.



Фиг. 40. Подшипник и цапфа в положении, достигнутом при помощи приработки при повышенном давлении (нагрузке), не принимая во внимание неровностей (изображено схематически).

В прежние времена, когда в употреблении были относительно грубые методы обработки, для достижения мало-мальски повышенного удельного давления пользовались исключительно так называемой приработкой подшипника. Так как и до сих пор еще, часто без настоящей необходимости прибегают к этому методу, не представляя себе ясно особой цели и характера действующего при этом процесса, то нужно объяснить этот процесс гидродинамически.

Положение вала, зависящее от нагрузки, числа оборотов, вязкости и т. д., под углом β_1 (при жидкостном трении) соответствует положению, указанному на фиг. 40. Как мы видим, такое положение цапфы при данной высоте неровностей невозможно; предельное положение плавления получается только при „положении расщепления“ (или при „положении зацепления“) по фиг. 35. Следовательно, начальная нагрузка, при приработке на полном числе оборотов, может достигать лишь такой величины, при которой положение зацепления не будет перейдено. После этого нагрузку постепенно увеличивают, пока вал (служащий до некоторой степени фрезом) мало-по-малу не вработается в сферу неровностей вкладыша, сдвигаясь при этом несколько назад. Этот период приработки продолжают до тех пор, пока будущая нормальная рабочая нагрузка (угол β) не будет немного превышать и пока трение подшипника не перестанет изменяться. Когда будет достигнуто это положение цапфы, обозначенное на фиг. 41



Фиг. 41. Подшипник при повышенной нагрузке после окончательной приработки. Полуидеальное трение (изображено схематически).

будет достигнуто это положение цапфы, обозначенное на фиг. 41

углом β_1 , то подшипник разгружают до нормальной рабочей нагрузки (угол β).

Фиг. 42 показывает это состояние после приработки: цапфа вработалась во вкладыш приблизительно до начальной окружности и после разгрузки находится в состоянии плавления. Следовательно, подшипник работает в этом состоянии, т. е. при этой нагрузке, так же, как подшипник, который еще до работы был тщательно обработан; однако приработка гораздо сложнее и дороже, чем совершенная обработка и, кроме того, она достигает своей цели только при известной рабочей нагрузке.

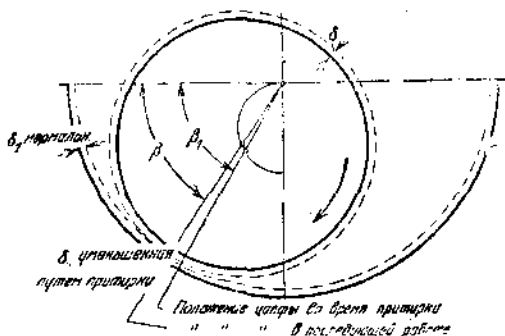
Из этого вытекает, что действие приработки основано на сглаживании цапфой вкладыша в ближайшем к ней месте, поскольку это допускается степенью ее собственной обработки.

В то время как обоюдное сглаживание у чугуна и бронзы происходит вследствие стачивания, неровности у белого металла сглаживаются преимущественно от давления или сминания. Соответственно этому естественная приработка твердого вкладыша по сравнению с приработкой белого металла, к которому относятся фиг. 40—42, продолжается чрезвычайно долго и требует большей осторожности и тщательности.

Так как у подшипников белого металла не может быть и речи о стачивании цапфы при приработке, поверхность же белого металла должна стать по возможности гладкой, то, естественно, нужно заранее обращать внимание на лучшую обработку цапфы. Цапфа, у которой поверхность неровная, будет в недостаточной степени сглаживать и прокладку вкладыша.

На приработку можно смотреть, как на примитивное исправление неудовлетворительной обработки поверхностей или неточного положения вала. Тем не менее, надо согласиться, что приработка во многих случаях представляет собой наиболее простое, а часто, как например, у неподвижных подшипников, и единственно возможное средство получить удовлетворительно работающий подшипник с чистым жидкостным трением. Подшипник с достаточно тонкой обработкой скользящих поверхностей, правильно измеренным зазором и самоуставливающимся вкладышем, при правильно выбранном смазочном средстве по большей части не нуждается в приработке и он может быть сразу пущен в продолжительную работу*.

Новейший способ состоит в приработке поверхности скольжения, предварительно тщательно обработанной, с коллоидальным графитом,



Фиг. 42. Подшипник при нормальной нагрузке после произведенной приработки. Чистое жидкостное трение (изображено схематически).

* На это указывается также в известной работе Р. Штрибека.⁹⁷

о происхождении и особых качествах которого подробно говорится в главе 22.

Коллоидальный графит, смешанный в определенной пропорции со смазочным маслом, располагается прочно в микроскопически мелких углублениях металла подшипника и вала и придает обеим частям под влиянием давления и вращательного движения такую высокую гладкость, какая не может быть достигнута одной обработкой. Все поверхности после работы в течение долгого времени получают „графитное зеркало“, которое не удаляется даже обмыванием, так как коллоидальный графит (но не обыкновенный хлопьевидный графит!) очень крепко соединяется с поверхностью металла под влиянием давления и значительной молекулярной силы.

Преимущества этого способа проявляются во многих отношениях: медленно вращающаяся или только качающаяся цапфа с высоким удельным давлением, у которой жидкостное трение недостижимо, дает при применении коллоидального графита в качестве примеси к смазочному маслу *значительно* меньшее трение, чем без этой при-

бавки, так как непосредственное трение стали по графиту несравненно меньше трения между сталью и бронзой или нормальным белым металлом. О новейших опытах с графитированными рабочими поверхностями сообщают *Вальер* и *Шнейдер*¹⁰⁰.

Следующей выгодой графитирования является свойство графитированных поверхностей, при прекращении подачи масла, выдерживать работу еще в течение некоторого времени совсем без жидкого смазочного материала. Этот факт, установленный обстоя-

Фиг. 43. Графитированная поверхность скольжения. Неровности цапфы и вкладыша сглажены коллоидальным графитом, который проник также в поры металла (грубое схематическое изображение).

тельными опытами (см. *Дирфельд*¹²), объясняется тем, что коэффициент трения стали по коллоидальному графиту не слишком разнится от коэффициента жидкостного трения, и неровности графитовой поверхности, даже при высоком давлении, у гладких валов не опасны. Так как цапфа и вкладыш, благодаря приработке коллоидальным графитом, получают превосходную полировку, то они при последующем чистом жидкостном трении выдерживают более высокую нагрузку, чем первоначально, пока сохраняется графитовая смазка. Такая же выгода, и притом технически более просто, будет достигаться при применении „решетчатого металла“ (см. главу 22), содержащего графит.

Фиг. 43 показывает, что упомянутое „графитирование“ в сравнении с нормальной приработкой основано отчасти на обратном действии. При приработке неровности уменьшаются вследствие понижения выступов, при „графитировании“ же вследствие заполнения углублений. Результат в обоих случаях в принципе одинаков; только благодаря „графитированию“ достигается более гладкая поверхность, чем после приработки без графита.

Какая наименьшая толщина смазочного слоя достигается при помощи одной приработки, сказать затруднительно. У белого металла, с нормально пришлифованной цапфой она будет во всяком случае больше 0,006 мм, так как неровности цапфы составляют круглым числом от 0,004 до 0,005, неровности же притираемого вкладыша

будут составлять от 0,001 до 0,002 мм. Это будет означать, что в наших расчетах с $h'' = 0,01$ все еще содержится некоторый запас надежности, который, однако, всегда должен рассматриваться только, как запас, так как заранее, т. е. при расчете, приработку, как вспомогательное средство, не будем принимать во внимание.

Интересное сообщение о состоянии различного рода подшипников при приработке мы находим в заслуженной работе Штрибека⁸⁷: „Существенные качества скользящих и роликовых подшипников“.

Совсем ненужной считается приработка только в таких случаях, когда практически не считаются с прогибом цапфы во время работы или когда смазочный слой достигает такой толщины, что деформация цапфы не дает еще полужидкостного трения. Поэтому едва ли встречается необходимость в приработке тяжело нагруженных цапф.

Выводы

1. Приработка подшипников является естественным вспомогательным средством для устранения неточностей и несовершенства обработки и монтажа. При жестком металле вкладыша шлифуется вал и соприкасающаяся с ним часть вкладыша; при более мягком металле вкладыша неровности его зашлифовываются смятием, в то время как сама цапфа практически не подвергается изменению.

2. Приработку начинают производить всегда при полном числе оборотов при незначительной нагрузке, которая затем осторожно увеличивается до тех пор, пока не достигнет желаемого предела. Потом нагрузка еще немного повышается, и приработка заканчивается при этих условиях. Если потом нагрузку уменьшить до предела, установленного в производстве, то подшипник будет работать в области чистого жидкостного трения, поскольку он был заранее перегружен.

3. Необходимость приработки обуславливается следующими пятью причинами: несовершенной цилиндрической формой, недостаточной обработкой поверхностей, неправильным зазором, недостаточной параллельностью осей цапфы и подшипника и неодинаковой толщиной смазочного слоя вследствие искривления цапфы от нагрузки. Первые три недостатка можно в общем устранить надлежащей обработкой и расчетом; четвертый недостаток — применением самоустанавливающихся вкладышей. Вред, возникающий вследствие прогиба цапфы, не может быть устранен, а может быть только смягчен выбором возможно толстой и жесткой цапфы, т. е. короткого подшипника.

13. Допустимое удельное давление у плоских поверхностей скольжения

Расчет поддерживающей способности плоских скользящих поверхностей, например у направляющих салазок, ползунов крейцкопфа или торных поверхностей упорных подшипников, производится таким же образом, как и для опорных подшипников; только у плоских поверхностей мы имеем дело с понятием не о зазоре, эксцентриситете и угловой скорости, а соответственно о подъеме клиновой поверхности, длине острия клина и скорости скольжения.

Как мы знаем из главы 2, чистое жидкостное трение у плоских поверхностей скольжения может быть достигнуто только в том случае, если собственно опорная поверхность будет перемещаться под небольшим углом к своей подкладке, причем одновременно нужно позаботиться о том, чтобы скользящее тело имело возможность автоматически устанавливаться, как например, показано на фиг. 1 и 2. В качестве действительно опорной поверхности должна рассматриваться при этом только клиновая поверхность, между тем как части несущего ползуна, параллельные салазкам (фиг. 1 и 2), могут не приниматься во внимание при расчете*. Эти части в первую очередь предназначаются для того, чтобы при начале движения и во время остановки, следовательно, в то время когда при недостаточной скорости скольжения чистое жидкостное трение еще невозможно, передавать нагрузку на салазки непосредственно, т. е. при полужидкостном трении. Само собой разумеется, что для каждого направления движения несущими клиновыми поверхностями считаются только те, которые имеют наклон по одинаковому направлению.

В последующем изложении будет рассматриваться только жесткое тело скольжения с постоянным углом наклона клиновой поверхности. Автоматическая установка всего тела скольжения при помощи болтового или шарового шарнира имеет целью только обезвредить неточность монтажа или некоторые упругие деформации. Те части скользящего тела, которые имеют неклинообразную форму, считаются параллельными пути скольжения. Расчет упорных подшипников с отдельными скользящими колодками, опирающимися на ножи или шары, по конструкции Мичелла ^{69, 8, 23, 60}, у которых клиновые поверхности приобретают нужный наклон автоматически в зависимости от производственных условий, как очень сложный, здесь рассматриваться не будет.

Примем следующие обозначения:

L — длина наклонной плоскости (отдельного скользящего тела) в направлении движения в метрах;

B — общая ширина наклонных плоскостей перпендикулярно направлению движения в метрах;

B_1 — ширина отдельной наклонной плоскости в метрах (т. е. $\sum B_1 = B$);

P' — общая нагрузка клинообразных опорных поверхностей в килограммах;

$p_m = \frac{P'}{\alpha \cdot B}$ — среднее удельное давление на поддерживающую клиновую поверхность в кг/см^2 ;

V — средняя скорость скольжения клинообразной опорной поверхности в направлении стрелки на фиг. 44 в м/сек ;

α — подъем клиновой поверхности на 1 м длины в метрах;

H — наименьшая толщина смазочного слоя (у заднего конца клиновой поверхности) в метрах;

u — абсолютная длина острого клина в метрах;

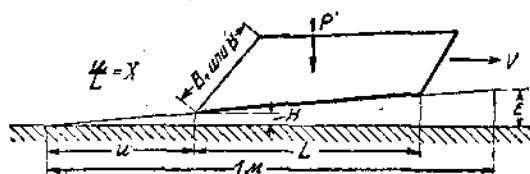
* В действительности же эти части обозначают заведомо очень значительное повышение надежности наших расчетов.

$X = \frac{u}{L}$ — длина (относительная) острия клина;

Φ — величина, характеризующая отношение $\frac{p_m \cdot L \cdot \varepsilon^2}{z \cdot V}$ для бесконечно-широкой опорной поверхности;

z — средняя абсолютная вязкость смазочного материала в смазочном клиновом слое в кг·сек/м².

Аналогично условиям поперечных подшипников величина Φ является характеризующей для относительного положения наклонной плоскости к пути скольжения; и здесь также каждому искомому значению Φ соответствует вполне определенное значение X . Длина острия клина $X = \frac{u}{L}$ дает в связи



Фиг. 44. Изображение подъема клиновой поверхности ε , длины L и ширины B клиновой поверхности, относительной длины острия клина $X = u/L$ и наименьшей толщины смазочного слоя H при скорости скольжения v .

с подъемом наклонной плоскости ε точное положение клиновой поверхности, а вместе с тем также величину наименьшей толщины смазочного слоя H .

По сообщению Гюмбеля⁴² соответственно взаимная связь между этими величинами такова (табл. 6):

Таблица 6

Зависимость относительной величины Φ от относительной длины острия клина X

$X =$	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\Phi =$	9,64	4,46	2,22	1,35	0,85	0,6	0,42	0,32	0,26

Наименьшая толщина смазочного слоя H определяется по простому уравнению, которое легко вывести из фиг. 44:

$$H = \frac{\varepsilon \cdot u}{1}$$

или, при $u = X \cdot L$,

$$H = \varepsilon \cdot X \cdot L \text{ м.} \quad (32)$$

Для практического определения наименьшей толщины смазочного слоя мы и здесь, аналогично расчетам поперечных подшипников, поставим для опорной поверхности конечной ширины B_1

$$\Phi = C \cdot \frac{p_m \cdot L \cdot \varepsilon^2}{z \cdot V} \quad (33)$$

и примем

$$C = \frac{L + B_1}{B_1} \quad (34)$$

так как вследствие нового вывода по Гюмбель-Эверлину влияние конечной ширины вряд ли может быть принято во внимание.

Учитывая, что при жесткой клиновой поверхности отношение $B_1:L$ может быть принято в среднем равным 3, выберем значение:

$$\frac{L+B_1}{B_1} = \frac{1+3}{3} = 1,33,$$

как вообще принято для конечной ширины.

Отсюда мы получаем в качестве надежного среднего значения для конечной ширины поддерживающей поверхности приближенное уравнение:

$$\Phi = \frac{1,33 \cdot p_m \cdot L \cdot \varepsilon^2}{z \cdot V}. \quad (35)$$

Далее вычисляется величина подъема клиновой поверхности ε следующим образом:

$$\begin{aligned} \varepsilon^2 \cdot 1,33 \cdot p_m \cdot L &= \Phi \cdot z \cdot V; \quad \varepsilon^2 = \frac{\Phi \cdot z \cdot V}{1,33 \cdot p_m \cdot L}; \\ \varepsilon &= \sqrt{\frac{\Phi \cdot z \cdot V}{1,33 \cdot p_m \cdot L}} \text{ м.} \end{aligned} \quad (36)$$

По формулам (36) и (32) для наиболее важных значений длины острия клина $X = 0,8 \div 0,05$, ε или H получаются в следующих величинах.

Таблица 7

Подъем клина ε и наименьшая толщина смазочного слоя H при различной длине острия клина X

$$\begin{aligned} \varepsilon_{0,8} &= 0,44 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}}; & H_{0,8} &= 0,353 \cdot L \cdot \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}} = \frac{\varepsilon \cdot L}{1,25} \\ \varepsilon_{0,4} &= 0,80 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}}; & H_{0,4} &= 0,320 \cdot L \cdot \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}} = \frac{\varepsilon \cdot L}{2,5} \\ \varepsilon_{0,2} &= 1,29 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}}; & H_{0,2} &= 0,259 \cdot L \cdot \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}} = \frac{\varepsilon \cdot L}{5} \\ \varepsilon_{0,1} &= 1,83 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}}; & H_{0,1} &= 0,183 \cdot L \cdot \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}} = \frac{\varepsilon \cdot L}{10} \\ \varepsilon_{0,05} &= 2,70 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}}; & H_{0,05} &= 0,135 \cdot L \cdot \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}} = \frac{\varepsilon \cdot L}{20} \end{aligned}$$

Наглядное изображение относительной величины острия клина X показано на фиг. 45.

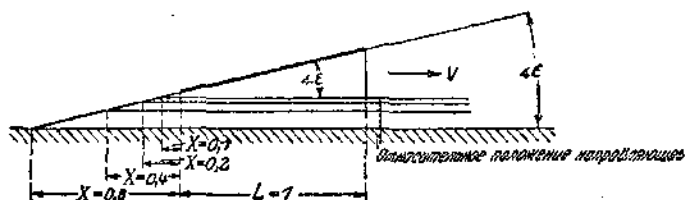
Чтобы не прибегать каждый раз к помощи таблицы, можно наименьшую толщину смазочного слоя (равную подъему клина) также выразить приближенным уравнением. По фиг. 46 между Φ и X будет иметь силу с достаточным приближением простое отношение:

$$\Phi = \left(\frac{0,35}{X} \right)^{1,2}. \quad (37)$$

Подставив это выражение в формулу (35), получим:

$$\left(\frac{0,35}{X}\right)^{1,2} = \frac{1,33 \cdot p_m \cdot L \cdot a^2}{z \cdot V};$$

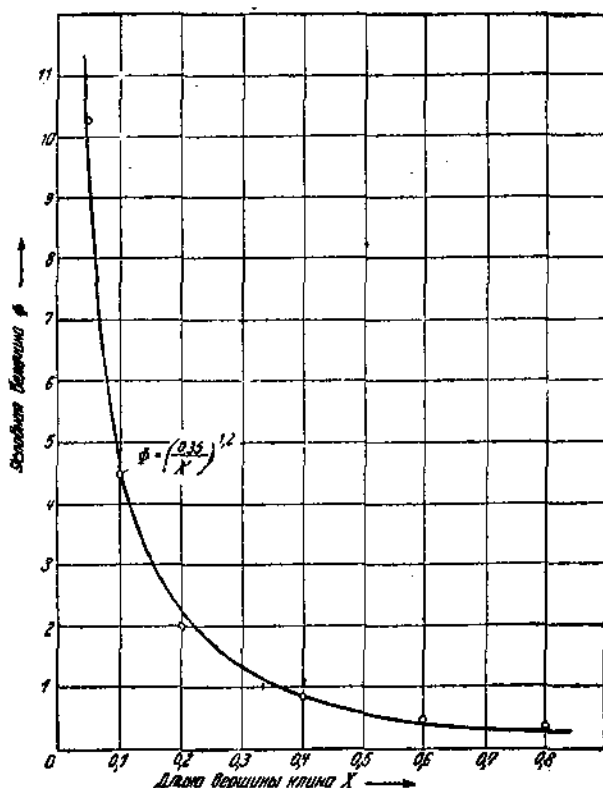
$$0,35^{1,2} \cdot z \cdot V = X^{1,2} \cdot 1,33 \cdot p_m \cdot L \cdot a^2$$



Фиг. 45. Схематическое изображение относительного положения пути скопления при различной длине острья клина X и постоянном подъеме канна ε .

И ИЗ ЭТОГО

$$X = \sqrt[1,2]{\frac{z \cdot V}{4,7 \cdot p_m \cdot L \cdot a^2}}$$



Фиг. 46. Относительная величина Φ как функция относительной длины острья клина X , выраженная при помощи приближенного уравнения.

Подставив теперь это значение X в формулу (32), получаем:

$$H = \sqrt[1,2]{\frac{z \cdot V}{4,7 \cdot p_m \cdot L \cdot s^2 \cdot e \cdot L}},$$

или, вводя z и L под корень:

$$H = \sqrt[1,2]{\frac{z \cdot V \cdot L^{1,2} \cdot s^{1,2}}{4,7 \cdot p_m \cdot s^2 \cdot L}}$$

и отсюда окончательно

$$H = \sqrt[1,2]{\frac{\sqrt[5]{L} \cdot z \cdot V}{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{s} \cdot p_m}} \text{ м.} \quad (38)$$

Формула (38) позволяет произвести расчет наименьшей толщины смазочного слоя с достаточным приближением без использования таблиц при любой длине острого клина. Практический пример наглядно пояснит применение упомянутой выше формулы, вычисление по которой можно произвести в несколько минут при помощи счетной линейки с дробными степенями.

Пример 4

Опорная поверхность ползуна крейцкопфа длиной в 80 мм. Ползун движется при 10 ат, среднего удельного давления со скоростью в 8 м/сек и имеет клиновой подъем в 1%. Как велика будет наименьшая толщина смазочного слоя при употреблении смазочного масла с вязкостью 0,003?

Дано, следовательно:

$$L = 0,08 \text{ м};$$

$$z = 0,003 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2;$$

$$V = 8 \text{ м}/\text{сек};$$

$$s = 0,001 \text{ м};$$

$$p_m = 100\,000 \text{ кг}/\text{м}^2.$$

Отсюда будет по формуле (38):

$$H = \sqrt[1,2]{\frac{\sqrt[5]{L} \cdot z \cdot V}{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{s} \cdot p_m}} = \sqrt[1,2]{\frac{\sqrt[5]{0,08} \cdot 0,003 \cdot 8}{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{0,001} \cdot 100\,000}} = \sqrt[1,2]{\frac{0,604 \cdot 0,003 \cdot 8}{4,7 \cdot 0,001 \cdot 100\,000}};$$

$$H = \sqrt[1,2]{\frac{1}{130\,000}} = \frac{1}{18\,600} = 0,0000538 \text{ м} \approx 0,054 \text{ мм}.$$

Величина наименьшей допустимой толщины смазочного слоя зависит, как мы знаем, от качества поверхности скольжения. Для поверхностей скольжения с попеременно возвратным движением в качестве материалов употребляются: для направляющих — почти без исключения чугун; для опор предпочтительнее чугун с заливкой его белым металлом или без таковой; для продольных подшипников, смотря по величине и целям применения, употребляется: для больших подшипников — чугун или сталь с заливкой их белым металлом, для маленьких подшипников — сталь с заливкой белым металлом или закаленная сталь с бронзовым вкладышем. У больших установок поверхности, параллельные друг другу, все без исключения пришабриваются, в некоторых случаях, при очень незначительном удельном давлении, а именно при чугуне по чугуну, возможно ограничиться чистой пришивкой на шлифовальном станке.

Неровности обработки составляют в последнем случае с обеих сторон приблизительно $\Delta'' = 0,005$ мм, так что в качестве предельно допустимой величины можно поставить $H'' = 0,01$ мм. Для тщательно пришабренной чугуновой и стальной поверхности неровности могут быть приняты приблизительно в 0,002 — 0,001 мм, так что H может быть поставлена равной 0,004; ради осторожности это значение надо сохранять и при тщательно пришабренном белом металле. Закаленная сталь должна быть всегда тщательно шлифована и отполирована; жесткая фосфористая бронза может быть также шлифована и отполирована в том случае, если пришабривание невозможно.

Необходимым условием для плоских поверхностей скольжения каждого рода является требование самоустановки тел скольжения; в крайнем случае, при очень небольшой длине подшипника, можно в отдельных случаях от этого отказаться, если удельное давление очень мало. У шлифованных и полированных стальных и из фосфористой бронзы поверхностей с самоустановкой H'' может быть допущена приблизительно до 0,006 мм.

Если величина допустимой наименьшей толщины смазочного слоя выяснена, то можно затем определить и наивысшее допустимое удельное давление.

Удельное давление получается вообще по формуле (38) в следующем виде из

$$H^{1,2} = \frac{\sqrt[5]{L} \cdot z \cdot V}{4,7 \sqrt[1,25]{\varepsilon \cdot p_m}}$$

откуда

$$p_m = \frac{z \cdot V \cdot \sqrt[5]{L}}{4,7 \cdot H^{1,2} \cdot \sqrt[1,25]{\varepsilon}} \text{ кг/м}^2. \quad (39)$$

Формула (39) представляет собой общую приближенную формулу для определения удельного давления при данных z , V , L , H и ε .

Чтобы уменьшить значительный подъем температуры, нужно выбирать не слишком большую длину клиновой поверхности L , измеряя таковую в направлении движения, поскольку имеется возможность повышением числа клиновых поверхностей уменьшить их длину L . Несмотря на это у продольных подшипников не следует без особо уважительных причин отношение $B_1 : L$ брать более 3.

Для подъема клина ε лучше всего устанавливать нормальное значение, которое при не слишком высоких требованиях может быть применимо как для маленьких, так и для больших клиновых поверхностей. Выбирают нормальный подъем в 50/100, соответствующий $\varepsilon = 0,005$, который во многих случаях может быть установлен еще при помощи шлифования.

Чтобы получить ожидаемую наименьшую толщину смазочного слоя при принятом подъеме клина, обратимся опять к формуле (38). Введя числовое значение $\varepsilon = 0,005$ в формулу для подъема клина, получим:

$$H = \sqrt[1,2]{\frac{z \cdot V \cdot \sqrt[5]{L}}{4,7 \cdot p_m \cdot \sqrt[1,25]{\frac{1}{200}}}};$$

$$H = \sqrt[1.2]{\frac{z \cdot V \cdot \sqrt[3]{L \cdot 69,3}}{4,7 \cdot p_m}} = \sqrt[1.2]{\frac{14,8 \cdot z \cdot V \cdot \sqrt[3]{L \cdot B \cdot L}}{P'}} \text{ м.}$$

Для нормального подъема $\epsilon = 0,005$, таким образом.

$$H_{\epsilon 0,005} = \sqrt[1.2]{\frac{14,8 \cdot z \cdot V \cdot L^{1,2} \cdot B}{P'}} \text{ м.} \quad (40)$$

При очень высоких удельных давлениях нормальный подъем $\epsilon = 0,005$ может оказаться недостаточным. Тогда нужно применить еще меньший подъем (приблизительно до 2^{0}_{00} , соответствующий $\epsilon = 0,002$), который можно получить уже не шлифованием, а только постепенным (ступенчатым) пришабриванием (фиг. 59) (об этом упоминается также в конце 19 главы).

Известное старое правило, что для ползунов крейскопфов и упорных подшипников (так называемых гребенчатых подшипников) удельное давление не должно превышать $3-6 \text{ кг/см}^2$, непригодно, следовательно, для опорных поверхностей, выполненных по современному методу. Правильно рассчитанные и безупречно выполненные опорные поверхности выдерживают при нормальных условиях весьма высокую нагрузку и тем большую, чем больше скорость скольжения и вязкость масла. При ненормально малом угле подъема можно даже при неблагоприятных условиях достигнуть очень значительного давления на поверхность, предполагая всегда свободную, подвижную установку тел скольжения.

При высокой скорости скольжения и низком давлении клинообразные опорные поверхности можно делать сбоку сквозными, что очень благоприятствует точной и дешевой установке. При небольших скоростях рекомендуется не делать клиновые поверхности сквозными сбоку, чтобы по возможности уменьшить истечение смазочного материала по бокам под влиянием нагрузки (фиг. 2).

Как мы видели, поддерживающая способность зависит, в первую очередь, от расчетных величин: ϵ , V и z и, во вторую очередь, от наименьшей допустимой толщины смазочного слоя H , для которой решающим является совершенство обработки. Однако выгоды полноценной обработки проявятся, как уже было замечено, только тогда, когда поверхности скольжения будут геометрически плоскими и самоустанавливающимися по всем направлениям.

Помимо названных моментов на опорную поверхность действует также прогиб как тел скольжений, так и направляющих (салазок). И те и другие должны быть сами по себе жестки, насколько это возможно, что не всегда достигается. Если направляющие на участке, занимаемом телом скольжения, прогибаются на величину, которая больше высоты неровностей обработки, то наступает полужидкостное трение, которое нужно по возможности уменьшать. Таким же образом может действовать и тепловая деформация.

Сами салазки ни в коем случае не должны иметь ничего похожего на смазочные канавки.

Выводы

1. При расчете плоских поверхностей скольжения в качестве действительно опорных поверхностей рассматривается лишь сумма скошенных опорных поверхностей, расположенных в одном направлении, в то время как плоские части тел скольжения, остающиеся параллельными направляющим, должны рассматриваться лишь с точки зрения безопасности работы.

2. Допустимая нагрузка и у плоских поверхностей скольжения зависит от наименьшей толщины смазочного слоя, а последнее тем более приобретает значение, чем меньше удельное давление и угол подъема клиновой поверхности и чем больше скорость скольжения, вязкость масла и длина острия клина.

3. Наименьшую толщину смазочного слоя H (определяемую всегда у заднего конца клиновой поверхности) можно высчитать по приближенной формуле (38):

$$H = \sqrt[1,25]{\frac{\sqrt[5]{L \cdot z \cdot V}}{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{e \cdot p_m}}}$$

4. Наименьшая толщина смазочного слоя никогда не может быть меньше суммы неровностей обеих поверхностей скольжения. Для шлифованных чугуновых поверхностей можно принять $H'_{\min} = 0,01$ мм; для закаленной стали и фосфористой бронзы, шлифованных и полированных, — приблизительно $H'_{\min} = 0,006$ мм и для тщательно пришабренных поверхностей из стали, чугуна или белого металла приблизительно $H'_{\min} = 0,004 - 0,002$ мм. При этом предполагается всегда, что скользящее тело снабжено шарниром и может, следовательно, свободно устанавливаться по отношению к салазкам.

5. Старое правило, относящееся к упорным подшипникам и ползуну крейцкофа, по которому удельное давление не должно превышать 3—6 кг/см², является вообще неподходящим, а в особенности для современных, усовершенствованных опорных поверхностей. Величина наиболее допустимого удельного давления зависит от вязкости масла, скорости скольжения и длины клиновой поверхности, равно как от наименьшей толщины смазочного слоя и подъема клина, а кроме того, от совершенства обработки поверхностей скольжения, от их свободной автоматической устанавливаемости, от упругого прогиба поверхностей скольжения и тех деформаций, которые могут произойти под влиянием теплоты.

6. Сами салазки (направляющие) не должны иметь никаких смазочных канавок, и клиновые поверхности, к которым со стороны обратной клину, подводится смазка, не должны быть сквозными с боков при повышенных удельных давлениях.

IV. Условия трения при совершенной смазке

14. Коэффициент трения подшипника

Трение в скользящем подшипнике как процесс чистого жидкостного трения представляет собой вязкое сопротивление сдвигу по окружности цапфы. Это сопротивление, смотря по положению цапфы в подшипнике, распределяется до некоторой степени неравномерно по окружности. Поэтому можно было бы, собственно, говорить об окружном сопротивлении или моменте трения, однако, считаясь с распространенным обычаем, выразим и величину жидкостного трения посредством *коэффициента трения*, понятие о котором перешло сюда от полусухого трения.

Коэффициент трения подшипника, которое и здесь обозначим через μ , составляет частное от деления общего сопротивления трения W'' на окружности цапфы на общую нагрузку цапфы P :

$$\mu = \frac{W''}{P}, \quad (41)$$

и вполне согласуется с уравнением (1) для полусухого трения. Однако при этом надо иметь в виду, что сопротивление W'' зависит известным образом, указанным в уравнении (2), от скорости скольжения, вязкости масла, смачиваемой поверхности и толщины смазочного слоя, т. е. W'' следует закону жидкостного трения.

По гидродинамической теории трения подшипника, соответствующей действительным процессам в скользящих подшипниках, величина W'' , а вместе с ней и величина μ зависят от вязкости масла, угловой скорости и удельного давления и в определенной мере также от относительного положения вала в подшипнике. Так как положение вала в подшипнике, как мы знаем, определяется величиной отношения

$$\varphi = \frac{2 \cdot p_m \cdot \psi^2}{z \cdot \omega}$$

(для подшипников бесконечной длины), то каждому числовому значению φ соответствует другой множитель, с помощью которого можно вычислить μ .

Выражение для μ является по существу выражением и для ψ . Для подшипника бесконечной длины имеет силу выражение:

$$\mu = \frac{\chi}{\sqrt{\frac{\chi}{2}}} \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{P_m}}, \quad (42)$$

в котором χ — числовой множитель, величина которого помещена в табл. 8 как функция φ .

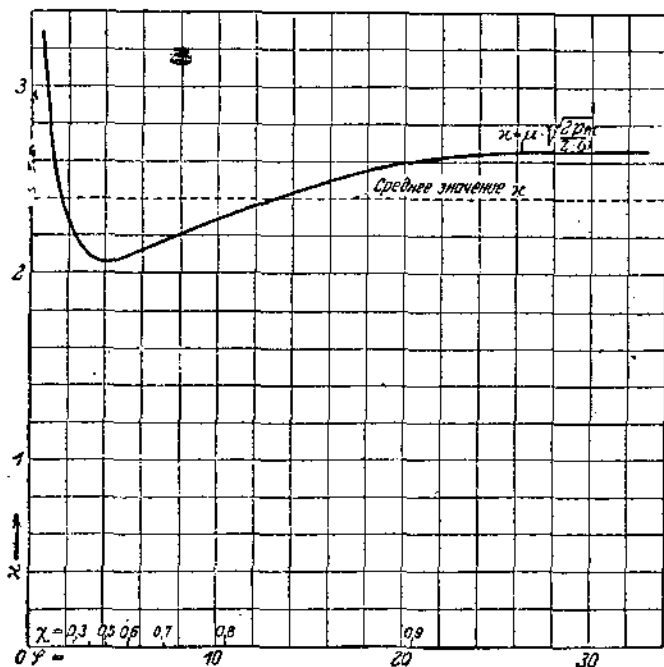
Таблица 8

Величина множителя χ в зависимости от φ или эксцентриситета χ

$\chi = 0,2$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$\varphi = 1,7$	2,4	3,2	4,1	5,3	7,2	10,5	20,5	39,2
$\chi = 2,47$	2,22	2,08	2,05	2,09	2,17	2,31	2,61	2,67

На фиг. 47 показана графическая зависимость χ от φ .

Как видно, значение χ колеблется сравнительно немного, так что для практических расчетов можно взять среднее значение. Это упрощение можно допустить опять-таки в силу того, что нельзя совершенно точно оценить вязкость z , а неточность в оценке вязкости лишает всякого смысла точность остального расчета *. По этой причине можно не обращать внимания и на точность соотношения между диаметром и длиной подшипника. Будет достаточно, если мы введем



Фиг. 47. Зависимость коэффициента трения подшипника $\mu = \frac{\chi}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}}$ от относительного положения цапфы в подшипнике, характеризующегося относительной величиной φ или γ .

среднее значение отношения длины подшипника к его диаметру $l:d=1$, как вообще принято для большинства подшипников конечной длины.

Можно тогда для подшипника конечной длины вообще поставить

$$\mu = k \cdot \frac{\chi}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} \quad (43)$$

и принять при этом поправочный коэффициент, вычисленный Гюмбелем на основании опытов Штрибека⁶⁷ с подшипниками,

* То обстоятельство, что в различных местах этой книги числовые величины даны с несколькими десятичными знаками, объясняется исключительно стремлением устранить еще большую несогласованность в математических соотношениях.

$$k = \sqrt{\frac{4d+l}{l}} \quad (44)$$

(по новым опытам с большим зазором получается приблизительно на 30—40% меньшее значение для k , однако, будет неправильно на основании одного этого опыта изменять вывод Гюмбеля или пользоваться новейшим выводом по Гюмбель-Эверлингу, который опять-таки дает, повидимому, слишком малое значение). Подставив в уравнение (44), как решено выше, $l=d$, получим:

$$k = \sqrt{\frac{4 \cdot d + l}{l}} = \sqrt{\frac{4(1+1)}{1}} = \sqrt{8} = 2,24.$$

Выбрав для λ среднее значение, например, взяв $\lambda = 2,4$, получим при $l=d$:

$$\mu_{\text{средн}} = \frac{2,4 \cdot 2,24}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}}$$

и отсюда очень надежный средний коэффициент трения подшипника для всех практически встречающихся эксцентриситетов и для всякой длины подшипника

$$\mu_{\text{средн}} = 3,8 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} \quad (45)$$

Использование этого среднего значения μ чрезвычайно упрощает расчеты.

С чисто научной точки зрения кривая λ обладает многими интересными свойствами. Прежде всего бросается в глаза своеобразное уменьшение коэффициента трения с уменьшением эксцентриситета. Значение λ падает с 2,67 при $\lambda = 0,95$ до 2,05 при $\lambda \approx 0,5$, когда именно и достигается наименьшее значение λ . Однако при эксцентриситете, меньшем 0,5, λ начинает стремительно возрастать и при $\lambda = 0$, следовательно при точно концентрическом положении вала, λ становится бесконечно велико. Чтобы быть по возможности дальше от этого предельного значения, надо преднамеренно избегать эксцентриситета меньше $\lambda = 0,3$.

При неизменяющейся вязкости масла и неизменяющемся удельном давлении (предполагается, что размеры подшипника не изменяются, следовательно, не изменяется и ψ) на коэффициент трения будет влиять только число оборотов. Но одновременно с числом оборотов изменяется также наименьшая толщина смазочного слоя, так что в приведенном выше случае каждому значению h соответствует определенное значение n . По уравнению (21) мы получаем:

$$h = \frac{d \cdot z \cdot \omega}{3,84 \cdot p_m \cdot \psi} \quad \text{или} \quad \omega = \frac{3,84 \cdot p_m \cdot \psi \cdot h}{d \cdot z}$$

или же

$$n = \frac{36,5 \cdot p_m \cdot \psi \cdot h}{d \cdot z} \text{ об/мин.} \quad (46)$$

* В дальнейшем ради краткости обозначаем просто μ .

Рассчитаем теперь числовой пример, отдельные данные которого выбраны по практическим опытам, так что возможно будет сделать непосредственное цифровое сравнение между теорией и практикой.

Пример 5

Дан подшипник из белого металла, диаметром 70 мм и длиной 70 мм, который при постоянной вязкости масла $z = 0,018$ выдерживает вначале удельное давление в 20 кг/см^2 . Идеальный зазор $D'' - d''$ составляет 0,04 мм и отсюда $\psi = \frac{D'' - d''}{d''} = \frac{0,04}{70} = \frac{1}{1750}$. Обработка цапфы и вкладыша нормальная, но при этом учитывают, что подшипник при постепенном повышении нагрузки прирабатывается, так что вследствие происходящих при этом местных сглаживаний вкладыша наименьшая толщина смазочного слоя будет достигать приблизительно 0,005 мм. Изменения кривой коэффициента трения надо исследовать, начиная с 800 об/мин и ниже. В особенности следует обратить внимание на установление минимума коэффициента трения как по величине, так и по положению.

Ход вычисления следующий: сначала определяется коэффициент трения для $n = 800$, именно ради простоты по уравнению (45), из которого мы получаем:

$$\begin{aligned} \mu_{800} &= 3,8 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} = 3,8 \sqrt{\frac{0,018 \cdot 0,105 \cdot 800}{200\,000}} = 3,8 \sqrt{\frac{1,51}{200\,000}} = \\ &= 3,8 \sqrt{\frac{1}{132\,000}} = \frac{3,8}{363} = 0,0105. \end{aligned}$$

Потом таким же образом определяется промежуточное значение для $n = 400$

$$\mu = 3,8 \sqrt{\frac{0,108 \cdot 0,105 \cdot 400}{200\,000}} = 3,8 \sqrt{\frac{1}{264\,000}} = \frac{3,8}{513} = 0,0074.$$

Как мы видим, коэффициент трения с уменьшением числа оборотов понижается все больше и больше. В конце концов он будет при $n = 0$ также равен нулю, если при этом еще будет налицо жидкостное трение. Мы знаем, однако, что наименьшая толщина смазочного слоя, при которой еще можно рассчитывать на чистое жидкостное трение, в данном случае достигается при $h'' = 0,005 \text{ мм} = 0,000005 \text{ м}$ и что коэффициент трения вместе с тем должен достигнуть своего минимума.

Установим по уравнению (46), при каком числе оборотов будет достигнут минимум толщины смазочного слоя, равный 0,000005 м.

При $p_m = 200\,000$; $\psi = \frac{1}{1750}$; $h = 0,000005$; $d = 0,07$ и $z = 0,018$ получаем искомое число оборотов для минимума трения:

$$n_{\min} = \frac{36,5 \cdot 200\,000 \cdot 0,000005}{0,07 \cdot 1750 \cdot 0,018} = \frac{36,5}{2,2} = 16,6.$$

Для этого числа оборотов можно также по уравнению (45) определить коэффициент трения:

$$\mu_{16,6} = 3,8 \sqrt{\frac{0,018 \cdot 0,105 \cdot 16,6}{200\,000}} = 3,8 \sqrt{\frac{1}{6\,400\,000}} = \frac{3,8}{2530} = 0,0015.$$

Из этих трех значений μ можно установить величину коэффициента трения для $p = 20 \text{ кг/см}^2$ и $n = 800 \div 16,6$, вставляя промежуточные значения. На фиг. 48 вычерчена эта кривая и помимо того еще две — для $p = 7,5$ и $p = 100 \text{ кг/см}^2$. Предельные значения вычисляются таким же образом, как указано выше. Для $p_m = 75\,000 \text{ кг/м}^2$ по уравнению (46) будет:

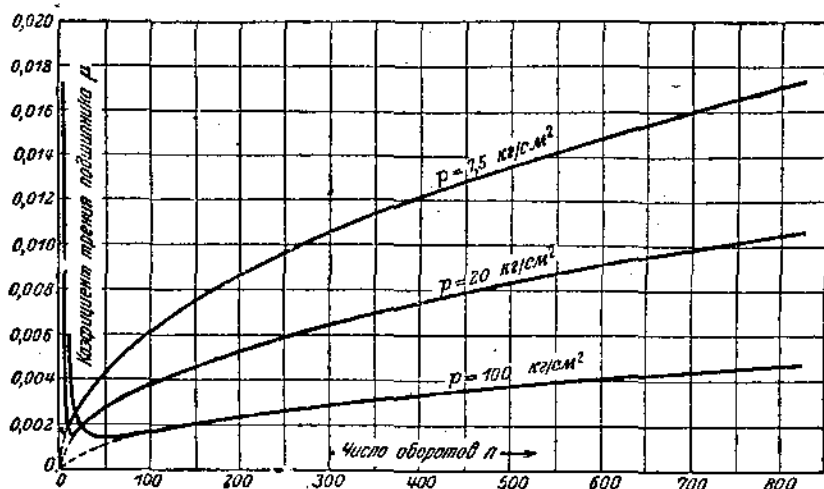
$$n_{\min} = \frac{36,5 \cdot 75\,000 \cdot 0,000005}{0,07 \cdot 1750 \cdot 0,018} = \frac{13,7}{2,2} = 6,2$$

и для $p_m = 1000\,000 \text{ кг/м}^2$

$$n_{\min} = \frac{6,22 \cdot 100}{7,5} = 83.$$

Удивительный на первый взгляд факт, что минимум коэффициент трения при всех давлениях оказывается одинаковым, объясняется тем, что между ω и p_m в уравнениях (21) и (45) существует простая линейная зависимость. Если p_m в уравнении (21), например, удвоится, то вместе с тем и ω возрастет вдвое, так как $h_{\min}$ должно остаться без изменения, так что тогда в уравнении (45) подкоренное количество по существу не изменится, так как вместо $\frac{\omega}{p_m}$ будет равная ей величина $\frac{2 \cdot \omega}{2 \cdot p_m}$, благодаря чему численное значение μ остается без изменения.

Особый интерес представляет собой ход кривой в области минимума трения. Если толщина смазочного слоя, благодаря понижению



Фиг. 48. Вычисленные коэффициенты трения для подшипника с эластичным металлом диаметром в 70 мм и длиной в 70 мм, при $D'' - d'' = 0,04$ мм и $z = 0,018$: для $p = 7,5, 20$ и 100 атм удельного давления.

числа оборотов, уменьшится до предела $h'' = 0,005$, то к жидкостному трению прибавляется еще непосредственное металлическое трение и при дальнейшем уменьшении числа оборотов нагрузка будет только отчасти восприниматься смазочным слоем, а отчасти уже непосредственной опорой.

Этот процесс вступления полужидкостного трения вследствие уменьшения числа оборотов назовем согласно прежним определениям «зацеплением» в противоположность «расцеплению», как переходу от полужидкостного трения к жидкостному при увеличении числа оборотов*.

В качестве момента зацепления рассматривается то мгновение, когда обе поверхности скольжения начинают как раз соприкасаться.

* Действительный процесс разбега («накатывание», «дрожание», «расцепление», «плавание») превосходным образом делается видимым при помощи микрофотографических снимков (В. Фивег^{вв}).

С этого момента, хотя металлическое трение уже появляется, коэффициент жидкостного трения все еще продолжает понижаться при дальнейшем незначительном уменьшении числа оборотов, так что коэффициент трения подшипника, после наступившего зацепления, при дальнейшем уменьшении числа оборотов сначала медленно уменьшается, потом достигает минимума и начинает быстро повышаться только после того, как металлическое трение получит преобладание. Переход от жидкостного к полужидкостному трению практически будет происходить не внезапно, а более или менее постепенно, с определенной плавностью, что практически подтверждено, кроме известных опытов Штрибека, также измерениями трения, произведенными Хейманом⁴⁹ и Шнейдером⁸², и измерениями прохождения потока между цапфой и вкладышем, произведенными Шенфером⁵⁶. Приведенное доказательство означает, следовательно, что начало полужидкостного трения не идентично с минимумом трения.

Многочратно наблюдавшийся до сих пор факт, что работа трения у многих машин с возрастанием нагрузки увеличивается, а у других уменьшается, объясняется лишь тем, что некоторые машины работают только в области жидкостного трения, а другие только или отчасти в области, с ней граничащей.

Что состояние полужидкостного трения фактически наступает именно так, как оно предполагается теоретически, подтверждается практическими опытами. В упомянутой выше работе д-ра Стэнтона⁵⁹ „Несколько новых исследований о смазке“^{*} имеются обстоятельные данные, касающиеся этого вопроса. Д-ру Стэнтону факт, вернее говоря, сущность полужидкостного трения, повидимому, недостаточно известна, ибо он особенно выразительно подчеркивает, что высокое давление в смазочном слое, свойственное смазочному процессу по Рейнольдсу, доказано выполненными опытами, которые доводились до заедания скользящих поверхностей, следовательно, до неблагоприятной области полужидкостного трения. Последнее, однако, нужно было ожидать заранее, так как чистое жидкостное трение, соответствующее давлению смазочного слоя в углублениях скользящих поверхностей даже после того, как прибавилось металлическое трение, все еще сохраняет свое значение, так как полужидкостное трение мыслится только как взаимодействие жидкостного и полусухого трения. Но именно по этой причине никогда нельзя доказывать существования полужидкостного трения измерением давления в смазочном слое, а только электрическим измерением сопротивления (Шенфер⁷⁸, Биль⁴ и Фрейденрейх⁸³), или при помощи контрольной лампочки (Шнейдер⁸²), или, наконец, установлением износа.

На фиг. 49 две кривые, вычерченные на основании практических опытов Штрибека с подшипником белого металла для 20 и 7,5 ат удельного давления, показывают упомянутые выше измерения^{**}.

Целый ряд опытов был выполнен при температуре подшипника * в 25°, что соответствовало неизменной вязкости примененного смазочного средства (масло для газовых моторов) $\eta = 0,018 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{см}^2$.

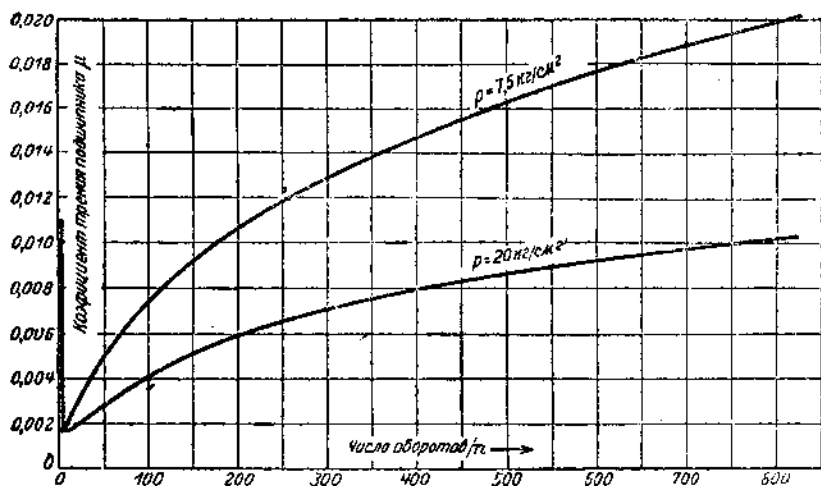
* „The Engineer“ от 8 XII, 1922 г.

** В опытах Штрибека величина зазора не дана. На основании описания опыта было принято $D_w - d_w = 0,02 \text{ мм}$ и $D'' - d'' = 0,04 \text{ мм}$.

Так как температуры, измеренные в непосредственной близости от смазочного слоя, дали почти полное совпадение со средней температурой вкладыша, то мы можем здесь просто принять температуру вкладыша равной температуре смазочного слоя.

Форма обеих кривых трения, полученных на основании ряда опытов *Штрибека*, настолько покрывается кривыми (фиг. 48), вычисленными по приближенному уравнению (45), что расчет можно считать во всяком случае удовлетворительно совпадающим с практикой. Более лучшего согласования и нельзя было ожидать уже по одному тому обстоятельству, что подшипник, судя по описанию опытов, после приработки был, очевидно, не точно круглым.

Поразительно хорошее совпадение между теорией и практикой наблюдается в области перехода от жидкостного к полужидкостному



Фиг. 49. Коэффициенты трения, практически определенные *Р. Штрибеком* для подшипника, залитого белым металлом, 70 мм диаметром и 70 мм длиной, при $z = 0,018$, для $p = 7,5$ и 20 ат удельного давления.

трению. Так как точки перехода из одной области в другую находятся довольно близко друг от друга, и удельное давление, примененное *Штрибеком*, простиралось только до 50 ат, то на фиг. 48 для большей ясности и лучшего изображения характера переходной области и левых возрастающих частей нанесена еще кривая для 100 ат, показывающая, что при этом давлении зацепление происходит уже при 83 об/мин. Левая часть поднимается круто к оси ординат и достигает ее при числе оборотов равным нулю, причем значение трения $\mu_{\text{полюсск}} \approx 0,22$ равно коэффициенту трения покоя для белого металла.

Трение покоя, сопротивление которого нужно преодолевать каждый раз при начале работы подшипника, почти исключительно зависит от его величины, так как в данном случае имеет место только полусухое трение, зависящее почти исключительно от свойств и обработки соприкасающихся поверхностей.

Штрибек установил, что начальный коэффициент трения почти не зависит от величины удельного давления; у белого металла он равен в среднем 0,22, у чугуновых вкладышей 0,14*. Поэтому можно вычислить с достаточной вероятностью ту силу, которая требуется для преодоления сопротивления подшипника.

Из фиг. 48 и 49 вытекает следующее. Каждому удельному давлению соответствует при данной вязкости масла и данном зазоре совершенно определенное число оборотов, при котором коэффициент трения будет минимальным. Величина этого предельного числа оборотов зависит, помимо удельного давления, вязкости масла и диаметра цапфы, также от зазора и наименьшей допустимой толщины смазочного слоя. Величина наименьшего коэффициента трения при неизменяющейся вязкости масла у данного подшипника при всех удельных давлениях практически одинакова. При повышении удельного давления минимум коэффициента трения подшипника достигается при более высоком числе оборотов. (Несогласованность в результатах опытов Бюхе[†], статья которого появилась только в последний момент, можно объяснить отчасти тем, что не существовало определенного зазора. Это принято во внимание при оценке положения минимума, определенного Бюхе.)

К этому сопоставлению вычисленной и экспериментально найденной кривых трения нужно еще добавить, что как изменение температуры смазочного слоя (при неизменяющейся средней температуре подшипника), так и изменения зазора, причиняемые тепловым расширением, обуславливают определенное расхождение между опытом и расчетом, которое не может быть выражено в цифрах. Все эти моменты уже заранее не позволяют ожидать точного совпадения между расчетом и опытом.

Выводы

1. Коэффициент жидкостного трения μ можно подобно коэффициенту полусухого трения определить, как частное от деления общего сопротивления трения W' по окружности цапфы на общую нагрузку цапфы P ; при этом, однако, сопротивление трения W' зависит не от материала поверхности скольжения, а по существу только от вязкости смазочного средства, от угловой скорости или числа оборотов и от удельного давления.

2. Коэффициент жидкостного трения составляет для подшипника конечной длины по формуле (45) в среднем $\mu = 3,8 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}}$.

3. Если наименьшая толщина смазочного слоя (между основными диаметрами цапфы и вкладыша) будет меньше суммы неровностей поверхности скольжения, то жидкостное трение переходит в полужидкостное, т. е. к жидкостному трению прибавляется еще в известной мере металлическое трение.

* Недавно установленный коэффициент трения покоя у подшипников из тянутой фосфористой бронзы оказался также мало зависящим от удельного давления; он оказался при удельном давлении от 50 до 300 кг/см² в пределах $\mu_{\text{покоя}} = 0,18 \div 0,23$, повышаясь с увеличением нагрузки.

4. При полужидкостном трении, которого у подшипника по возможности не следует допускать, нагрузка будет восприниматься отчасти смазочным слоем, а отчасти непосредственной опорой скользящей поверхности. Давление смазочного слоя при этом оказывается такой же величины, как и при чистом жидкостном трении, вследствие чего наличие полужидкостного трения никогда не может быть определено измерением давления в смазочном слое. Существование полужидкостного трения следует определять только электрическим измерением сопротивления или измерением износа.

5. У данного подшипника при данной вязкости масла коэффициент трения тем меньше, чем меньше число оборотов. При том самом числе оборотов, при котором наименьшая толщина смазочного слоя только чуть-чуть меньше суммы неровностей, коэффициент трения достигает своего минимума. При дальнейшем уменьшении числа оборотов наступает полужидкостное трение и коэффициент трения сильно возрастает.

6. При числе оборотов, равном нулю, коэффициент трения достигает своего минимума: значения коэффициента полужидкостного трения; таковой составляет по опытам *Штрибека* у белого металла приблизительно 0,22, у чугуновых вкладышей приблизительно 0,14 и почти не зависит от удельного давления (по крайней мере практически). При тянутой бронзе и очень высоком давлении $\mu_{полусух}$ устанавливается равным от 0,18 до 0,23.

7. Предел наименьшего значения трения у данного подшипника с определенной нагрузкой и числом оборотов достигается только при совершенно определенной вязкости масла. Если вязкость масла взята большая, то жидкостное трение увеличивается, а если вязкость уменьшается, то это имеет последствием полужидкостное трение (следовательно, по большей части еще большее).

15. Наиболее благоприятные условия трения подшипника

Совершенно особый интерес представляет собой определение наиболее благоприятных условий трения, т. е. тех взаимоотношений между зазором, диаметром цапфы, вязкостью масла и нагрузкой, которые при данном числе оборотов и требующейся наименьшей толщине смазочного слоя дают наименьшую работу трения, ибо на знании наиболее благоприятных соотношений трения покоится в конце концов надлежащее разрешение вопросов смазки, а в особенности правильный выбор смазочного материала.

При решении поставленной задачи целесообразно различать такие случаи, в которых вязкость масла или смазочного материала дана, от таких, в которых вязкость масла как раз должна быть определена. В обоих случаях число оборотов рассматривается, как данная величина, так как в большинстве случаев она зависит от условий производства, так же как и общее давление на подшипник P и наименьшая допустимая толщина смазочного слоя h , причем последнюю, в интересах безопасности производства, никогда не следует преуменьшать, но даже надо брать как можно больше, если это не вызывает увеличения трения.

В целях пояснения второго случая разрешим уравнение (21) по ω и подставим найденное значение:

$$\omega = \frac{3,84 \cdot p_m \cdot \psi \cdot h}{d \cdot z}$$

формулу (45) (формула для среднего значения коэффициента трения):

$$\mu = 3,8 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}}$$

Мы получим таким образом

$$\begin{aligned} \mu &= 3,8 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot 3,84 \cdot p_m \cdot \psi \cdot h}{d \cdot z \cdot p_m}} = 3,8 \cdot 1,96 \cdot \sqrt{\frac{\psi \cdot h}{d}} \approx 7,5 \cdot \sqrt{\frac{(D-d) \cdot h}{d \cdot d}}; \\ \mu &= \frac{7,5}{d} \sqrt{(D-d) \cdot h}, \end{aligned} \quad (47)$$

т. е. формулу для величины коэффициента трения при данном диаметре, данном зазоре и определенной наименьшей толщине смазочного слоя при $\chi \approx 0,5$.

Как мы видим, величина наименьшего достигаемого коэффициента трения зависит только от диаметра цапфы и подшипника и от величины наименьшей толщины смазочного слоя, следовательно, в частности, от зазора и совершенства обработки поверхностей скольжения. Этот на первый взгляд удивительный вывод объясняется очень просто при ближайшем рассмотрении. Что величина $\mu_{\min}$ должна быть независима от вязкости и удельного давления, вытекает просто из предшествующего вывода (уравнения 45 и 46), в котором названные величины не входят ни в числитель, ни в знаменатель.

По формуле (47) среднее значение коэффициента трения является геометрической величиной, числовое значение которой зависит только от размеров подшипников и геометрического положения цапфы по отношению к вкладышу и не зависит от скорости скольжения, удельного давления и вязкости. Однако относительное положение цапфы как таковое зависит известным образом от скорости скольжения, удельного давления и вязкости.

Это положение является весьма важным для практики, поскольку мы в состоянии при помощи его заранее установить для каждого подшипника наиболее благоприятное значение трения, которое вообще достижимо при соблюдении требующейся гарантии от появления полужидкостного трения.

В этом контексте интересно также определение работы трения. Выраженная в лошадиных силах, она составляет для поперечного подшипника

$$N_r = \frac{\mu \cdot P \cdot d \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 60} = \frac{\mu \cdot P \cdot d \cdot n}{1430} \text{ л. с.} \quad (48)$$

Подставляя для μ эквивалентную формулу (45) и принимая одновременно

$$p_m = \frac{P}{d \cdot l} = \frac{P}{d^2 \cdot (l : d)} \quad \text{и} \quad \omega = \frac{n}{9,5},$$

получим

$$N_r = \frac{3,8 \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m} \cdot P \cdot d \cdot n}}{1430} = \frac{3,8 \sqrt{z \cdot \omega \cdot P \cdot d \cdot n}}{1430 \sqrt{p_m}} = \sqrt{\frac{3,8^2 \cdot z \cdot \omega \cdot P^2 \cdot d^3 \cdot n^2}{1430^2 \cdot p_m}} =$$

$$\sqrt{\frac{3,8^2 \cdot z \cdot n \cdot P^2 \cdot n^2 \cdot d^2 \cdot d^2 (l:d)}{1430^2 \cdot 9,5 \cdot P}} = \frac{3,8}{1430 \cdot 3,08} \sqrt{P \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot z \cdot (l:d)};$$

$$N_r = \frac{d^2}{1160} \sqrt{P \cdot n^3 \cdot z \cdot (l:d)} \text{ л. с.} \quad (49)$$

Поэтому работа трения при данных P , n , z и $(l:d)$ тем меньше, чем меньше диаметр цапфы d . От зазора работа трения не зависит, но соответствующим выбором зазора стараются обеспечить наличие жидкостного трения.

Если мы подставим значение μ из формулы (47) в общую формулу (48) для работы трения, то получим

$$N_r = \frac{\mu \cdot P \cdot d \cdot n}{1430} = \frac{7,5 \cdot \sqrt{(D-d) \cdot h} \cdot P \cdot d \cdot n}{d \cdot 1430},$$

$$N_r = \frac{P \cdot n \cdot \sqrt{(D-d) \cdot h}}{191} \text{ л. с.} \quad (50)$$

Как мы видим, абсолютный диаметр цапфы совсем выпадает из формулы для работы трения при свободном выборе смазочного материала, т. е. минимум трения, как и работа трения вообще, независимы от диаметра цапфы, поскольку каждый раз для вязкости масла z берется правильное значение.

Вязкость масла z получается из основного уравнения (21) с равенствами:

$$p_m = \frac{P}{d^2 \cdot (l:d)}; \quad \psi = \frac{D-d}{d} \quad \text{и} \quad \omega = 0,1047 \cdot n$$

из

$$\frac{3,84 \cdot h \cdot P \cdot (D-d)}{d^2 \cdot (l:d) \cdot d} = d \cdot 0,1047 \cdot n \cdot z,$$

или

$$d^2 \cdot (l:d) \cdot d^2 \cdot 0,1047 \cdot n \cdot z = 3,84 \cdot h \cdot P \cdot (D-d);$$

$$z = \frac{3,84 \cdot P \cdot (D-d) \cdot h}{0,1047 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot n},$$

или

$$z = \frac{36,5 \cdot P \cdot (D-d) \cdot h}{d^4 \cdot (l:d) \cdot n} \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^2. \quad (51)$$

Из формул (47) и (50) становится ясным, что наименьшая работа трения достижима только при наименьшей толщине смазочного слоя и при наименьшем зазоре. Если h берут равным наименьшей допустимой толщине смазочного слоя, то и $D-d$ должно быть возможно меньшим, кратным от него, чтобы произведение $(D-d) \cdot h$ было так мало, как только возможно.

При решении вопроса, какой относительный зазор ψ будет самым благоприятным, два фактора являются руководящими: возможно наименьшее трение и спокойный ход; кроме того, желательна еще наивозможно большая относительная толщина смазочного слоя.

Наименьшее трение на фиг. 47 достигается при эксцентриситете $\chi = 0,5$, в то время как для более спокойного (без вибрации) хода при большом числе оборотов, повидимому, лучше рекомендовать $\chi \leq 0,5^*$. Наконец относительно большая толщина смазочного слоя гарантируется (по табл. 4) приблизительно при $\chi = 0,35$.

Так как в целях получения спокойного хода машин с большим числом оборотов эксцентриситеты больше 0,5 заранее должны быть исключены, а с другой стороны, нужно, принимая во внимание наименьшую работу трения, стремиться к возможно меньшим эксцентриситетам, следует признать эксцентриситет $\chi = 0,5$ наиболее благоприятным. Относительная величина h будет при этом достаточно большой.

Величина наиболее благоприятного зазора $\psi_{0,5}$ получается из табл. 3.

$$(D-d)_{0,5} = d \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} \text{ м}, \quad (52)$$

или, подставляя D'' и d'' в мм; $n = \omega : 0,1047$ и p в кг/см^2 , получим

$$(D'' - d'')_{0,5} = \frac{d''}{309} \cdot \sqrt{\frac{z \cdot n}{p}} \text{ мм}. \quad [53]$$

Принимая таким образом зазор в $\psi_{0,5}$, причем $D - d = 4h_{\min}$, получим диаметр цапфы, соответствующий наименьшей работе трения, следующим образом:

По уравнению (21) получается

$$h = \frac{d \cdot z \cdot \omega}{3,84 \cdot p_m \cdot \psi} = \frac{d \cdot z \cdot n \cdot d^2 \cdot (l : d) \cdot d}{3,84 \cdot P \cdot 9,5 (D - d)}$$

и с $D - d = 4h$

$$h = \frac{d \cdot z \cdot n \cdot d^2 (l : d) \cdot d}{3,84 \cdot P \cdot 9,5 \cdot 4 \cdot h}$$

или

$$h^2 = \frac{d^4 \cdot n \cdot z \cdot (l : d)}{146 \cdot P},$$

и из этого диаметр цапфы, соответствующий наименьшей работе трения при $D - d = 4 \cdot h$,

$$d_{N_{\min}} = \sqrt[4]{\frac{146 \cdot P \cdot h^2}{n \cdot z (l : d)}} \text{ м}. \quad (54)$$

Для осуществления наименьшей работы трения даются, следовательно, два пути: или соразмеряют диаметр цапфы по уравнению (54)

* Небольшой эксцентриситет, вследствие своего малостабильного положения дает по большей части не только неспокойный ход, но вызывает также относительно высокое трение, так как коэффициент трения, как видно из фиг. 47, при малом эксцентриситете резко повышается. Неблагоприятное влияние небольшого зазора практически подтверждено опытами Фрейденрейха⁸⁵ на подшипнике генератора.

в том случае, если z дано, или определяют при данном диаметре цапфы, вязкость z по уравнению (51). В обоих случаях величины $D-d$ и h берут как можно меньше, причем целесообразнее всего, как уже указывалось, выбирать $D-d=4h$. При данной z это условие будет выполнено путем определения диаметра цапфы по формуле (54), поскольку для h взято наименьшее допустимое значение.

Если, кроме диаметра цапфы d , дана еще z , то минимум трения не может быть достигнут, так как величина трения является уже предопределенной. То же самое будет и в том случае, если, например, дан заранее относительно большой зазор (у существующей установки).

При благоприятном зазоре $\psi_{0,5}$ с $D-d=4h$ и при обычных условиях с крайним предельным значением для наименьшей толщины смазочного слоя $h''=0,01$ мм самый благоприятный зазор получается для всех цапф $D''-d''=0,04$ мм. Как уже упоминалось, выполнение такого маленького зазора возможно только у очень небольших цапф (требуется, чтобы действительный, технически выполнимый зазор $D''-d''$ был меньше $D-d$ на величину $2(\delta+\delta_1)$) и поэтому у больших цапф поневоле приходится делать большой зазор. Однако всегда приходится придерживаться принципа: делать зазор не больше, чем это обеспечивается условиями техники выполнения.

Этой точке зрения соответствует второй класс точности допуска норм DIN, принимая для нормального случая точность пригонки (L в B), так как тугую пригонку (EL в B), с одной стороны, трудно получить при больших диаметрах, а с другой стороны, при нормальной обработке поверхностей и длинном отверстии она по большей части дает слишком строгий допуск — EL в B — и может воспрепятствовать также тепловому расширению.

Основная трудность при установлении тугой пригонки состоит, однако, не в определении требуемой разницы между диаметрами вкладыша и цапфы, а скорее в неудовлетворительной точности цилиндрической формы при обычных способах обработки, на большое значение которой указывалось в главе 11.

Табл. 9 дает зазоры и коэффициенты трения для различных диаметров цапф и толщины смазочного слоя, у которых для действительного зазора $D''-d''$ положено в основание среднее значение второго класса точности допуска „ L в B “. Идеальный зазор $D''-d''$, полученный расчетом, принят * равным $(D''-d'')+0,02$ мм. В последнем ряду таблицы указаны практические предельные значения, при которых больше всего обеспечивается безопасность работы. Кроме того, дана также толщина смазочного слоя $h''_{0,5}=0,25 \cdot (D''-d'')$, которую всегда рекомендуется выбирать.

При свободном выборе смазочного средства и подвижном вкладыше приведенные выше зазоры дадут во всех нормальных случаях хороший результат. При большом числе оборотов, небольшом удельном давлении и большом диаметре цапфы зазоры пригонки с $\psi_{0,5}$ дадут при употреблении очень жидкого смазочного масла довольно небольшой коэффициент трения, в то время как для тяжело нагруженных, медленно вращающихся цапф незначительного диаметра нужно употреблять вязкое смазочное масло при соответственно повышенном трении.

* Только при самых маленьких диаметрах цапф добавка составляет 0,015 мм.

Таблица 9.

Коэффициент трения подшипника пригонки по DIN на свободный ход (среднее значение) при разнотолщинном смазочном слое

$D'' - d''$ средн. мм	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,11	0,11	0,12	0,12	0,14	0,14	0,14
$(D''_{\text{в}} - d''_{\text{в}})_{\text{средн.}}$ мм	0,045	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,09	0,1	0,1	0,12	0,12	0,12.
$(D''_{\text{в}} - d''_{\text{в}})_{\text{max}}$ мм	0,067	0,075	0,09	0,105	0,12	0,135	0,135	0,15	0,15	0,18	0,18	0,18
Диаметры цапфы d'' , мм	25	50	75	100	150	200	250	300	350	400	450	500
1 для $h'' = 0,002$ мм	0,0033	0,0018	0,0013	0,001	0,00071	0,00056	0,00045	0,00039	0,00033	0,00031	0,00028	0,00025
2 " $h'' = 0,003$ "	0,004	0,0022	0,0016	0,0012	0,00097	0,00068	0,00055	0,00048	0,00041	0,00039	0,00034	0,00031
3 " $h'' = 0,005$ "	0,0052	0,00284	0,002	0,0016	0,00113	0,00081	0,00071	0,00061	0,00052	0,0005	0,00044	0,0004
4 " $h'' = 0,01$ "	0,0074	0,004	0,00284	0,00226	0,0016	0,00125	0,001	0,00087	0,00074	0,0007	0,00062	0,00056
5 " $h'' = 0,015$ "	0,0091	0,0049	0,00384	0,00277	0,00196	0,00153	0,00122	0,00106	0,00091	0,00086	0,00077	0,00069
6 " $h'' = 0,02$ "	—	—	0,004	0,0032	0,00226	0,00177	0,00142	0,00123	0,00104	0,00099	0,00099	0,0008
7 " $h'' = 0,025$ "	—	—	—	—	0,00253	0,00198	0,00158	0,00138	0,00117	0,00111	0,00108	0,00089
8 " $h'' = 0,03$ "	—	—	—	—	—	—	—	0,0015	0,00128	0,00121	0,00108	0,00097
9 " $h'' = 0,035$ "	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,00131	0,00117	0,00105
$h''_{\text{max}} = h_{0,5}$ мм	0,015	0,0175	0,02	0,0225	0,025	0,0275	0,0275	0,03	0,03	0,035	0,035	0,035
1 для $h''_{0,5}$ мм	0,0091	0,0053	0,004	0,0034	0,00253	0,00208	0,00166	0,0015	0,00128	0,00131	0,00117	0,00105

При очень большом числе оборотов может оказаться, что выбор наименьшего возможного зазора не допустим. Требуемая вязкость η при данном диаметре d получится такой незначительной, что даже легкое веретенное масло может оказаться еще слишком вязким. При употреблении же самого легкого смазочного материала, который только можно получить, эксцентриситет X установится равным 0,2, что согласно диаграммы на фиг. 47 вызовет не только очень сильное увеличение трения, но и беспокойный ход. В таких случаях зазор приходится увеличивать настолько, чтобы он был по возможности не меньше 0,5.

Хотя в основание идеального зазора по табл. 9 при 50—500-мм диаметре была положена нормальная обработка, чему соответствует $\delta'' = \delta_1'' = 0,005$ мм, являются, однако, приемлемыми величины трения и для $h'' = 0,005, 0,003$ и $0,002$ мм. Они имеют значение для чрезвычайно точной и высококачественной обработки (закаленной, пришлифованной и полированной рабочей поверхности цапфы при целом вкладыше подшипника из специальной бронзы, отверстие которого рассверлено алмазом, очищено разверткой или специально вышлифовано), а равно для оценки пригодности „приработавшегося“ подшипника. Нужно, конечно, при этом иметь в виду, что таблица построена на среднем значении зазора.

Среднее значение идеального зазора пригонки $(D - d)_L$ можно получить с достаточным приближением при помощи закона:

$$(D - d)_L = \frac{\sqrt[3.3]{d}}{5550} \text{ м,} \quad (55)$$

если d поставить в метрах. Идеальный зазор в мм получается по уравнению:

$$(D'' - d'')_L = \frac{\sqrt[3.8]{d''}}{45} \text{ мм,} \quad [56]$$

в котором D'' и d'' взяты в мм.

На фиг. 50 показаны в графическом виде идеальный и действительный зазоры пригонки по DIN на свободный ход, причем кружочками отмечено среднее значение.

Выше уже указывалось, что от результатов расчета нельзя ожидать особой точности. Вся глава о зазоре еще раз подчеркивает это обстоятельство.

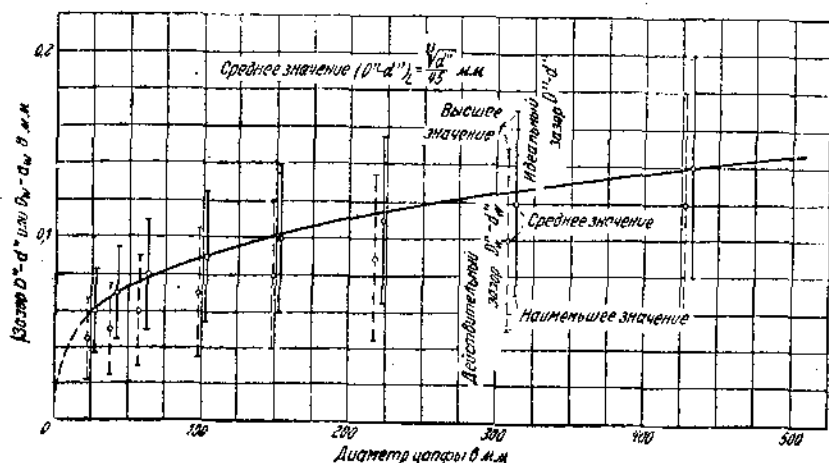
До сих пор речь шла о совершенстве различных методов обработки поверхностей скольжения и о допусках в пригонке на свободный ход. Но даже при самой точной и самой чистой работе и тщательном методе контроля мы все-таки не знаем, насколько велик зазор в практической работе, хотя, собственно, только этим действительным зазором и интересуемся и результаты расчета от него только и зависят.

Не говоря о том, что температура смазочного слоя различна в отдельных случаях и зависит от целого ряда обстоятельств, все-таки у нас мало оснований судить о влиянии теплового расширения. При одних условиях у подшипника с вынимающейся бронзовой втулкой при нагревании зазор будет больше, а при других условиях — меньше,

чем в холодном состоянии, в зависимости от того, может ли подшипник свободно расширяться или же он имеет толстые стенки и снаружи сильно охлаждается. Поэтому надо поставить вопрос о тщательном исследовании важнейших практических случаев, имеющих отношение к этому вопросу.

Выводы

1. Минимума коэффициента трения можно достигнуть только применением малых зазоров при наименьшей толщине смазочного слоя, причем нужно позаботиться о поддержании соответствующей толщины смазочного слоя путем подбора соответствующего размера диаметра цапфы или вязкости смазочного материала. Наиболее благоприятным зазором является $\psi_{0,5}$ при $D - d = 4h$.



Фиг. 50. Действительный и идеальный зазоры по пригонке DIN на свободный ход (L в B).

2. При данных нагрузке на подшипник, числе оборотов и вязкости работа трения по формуле (49) будет тем меньше, чем меньше диаметр цапфы, толщина смазочного слоя и зазор. Диаметр цапфы, при котором работа трения практически доходит до минимума, исчисляется для $D - d = 4h$ по формуле (54) при $h = h_{\min}$.

3. Работа трения вообще тем больше, чем больше толщина смазочного слоя. Поэтому минимум трения и безопасность работы являются факторами, противоположными друг другу.

4. При данных нагрузке на подшипник, числе оборотов, размерах цапфы и вязкости масла коэффициент трения, а вместе с тем и работа трения, как видно из формулы (45), при жидкостном трении не будут изменяться при изменении зазора.

5. Во всех нормальных случаях (и при подвижных вкладышах) зазор можно выполнить по DIN — свободная обыкновенная пригонка (L в B). Получающееся при этом числовое значение трения взято из табл. 9.

6. Очень большое число оборотов может потребовать большего зазора, чем при пригонке на „свободный ход“ (L в B) для того, чтобы

при маловязком смазочном материале не получилось значительного уплотнения, а вместе с тем беспокойного хода и слишком большого трения по диаграмме фиг. 47. Очень высокое давление и очень небольшое количество оборотов или особые требования (как, например, у рабочих станков) могут потребовать очень малого зазора и чрезвычайно тщательной обработки скользящих поверхностей.

16. Управление теплотой трения подшипника

Вязкость смазочного материала в смазочном слое принималась до сих пор как величина известная или как величина, которую можно вычислить без затруднений. Однако мы еще не дали себе отчета в том, каким образом устанавливать сорт масла по вязкости, определенной математически, или как должны *оценивать*, при данном смазочном материале вязкость масла, ожидаемую во время практической работы.

Мы знаем из главы 7, что вязкость смазочного материала в сильной степени зависит от его температуры; мы знаем, кроме того, что температура смазочного слоя в подшипнике зависит от развивающейся теплоты трения, а эта последняя — от вязкости масла. Существует, следовательно, двойная взаимная связь между температурой подшипника, вязкостью масла и трением в подшипнике. Поэтому надо выяснить внутреннюю взаимную связь их, чтобы получить зависимость температуры подшипника от вязкости данного смазочного материала.

Для суждения о температуре подшипника вообще предварительно требуется знать соотношение между условиями *образования и отвода тепла*, от каковых зависит самое нагревание подшипника.

Процесс распределения и отвода теплоты от трения при *естественном охлаждении* совершается приблизительно следующим образом.

Теплота от трения, которая зависит от давления в подшипнике, коэффициента трения и скорости скольжения, отводится, главным образом, в окружающий воздух через части, находящиеся в контакте с вкладышем в таком соединении, которое допускает передачу тепла, следовательно, через корпус и крышку подшипника, фундаментную плиту, если таковая имеется, через вал с находящимися на нем шкивами, зубчатыми колесами и т. д. Переход тепла в воздух совершается отчасти непосредственной передачей, отчасти лучеиспусканием и происходит тем энергичнее, чем больше разница температур корпуса подшипника и воздуха.

После пуска механизма в ход теплота от трения, образующаяся в подшипнике, будет постепенно накапливаться в частях его и это будет происходить при повышении температуры до тех пор, пока теплоотдача в воздух не станет равной теплоте трения, образующейся в подшипнике в то же самое время. Тогда наступает устойчивое состояние: образование теплоты в секунду равно отводу теплоты тоже в секунду и каждая часть системы, принимающая участие в *отводе* тепла, остается термически в равновесии, т. е. принятая подшипником температура будет держаться продолжительное время.

Так как теплота стремится распространиться от места возникновения на примыкающие части по всем направлениям и в то же время имеет место постоянная отдача тепла от всех нагретых частей системы, то температура поверхностей по мере удаления от середины

подшипника должна убывать все более и более, пока в предельном случае не станет равной температуре помещения.

Как мы видим, при отводе тепла через окружающий воздух дело идет о состоянии равновесия, которое регулируется автоматически и должно наступать чисто термически в каждом случае. Смотри по условиям, наивысшая температура системы — температура в смазочном слое — может при этом в некоторых случаях подняться настолько, что практическая работа станет в сущности невозможной. Верхний предел допустимой температуры подшипника практически устанавливается свойством металлов плавиться при известной температуре, а также испарением смазочного масла, увеличивающимся с возрастанием температуры. Превышение этого предела является не выгодным по производственно-техническим основаниям.

Поэтому в тех случаях, где одно естественное охлаждение дает все же слишком высокую температуру подшипника, нужно прибегать к помощи искусственного охлаждения. Последнее может состоять в усиленном обмене воздуха (сквозняк или обдувание посредством вентилятора), водяном охлаждении вала или вкладышей или в питании вкладышей охлажденным маслом под давлением; масло накачивается насосом в избыточном количестве между ненагруженным вкладышем и обращенной к нему частью поверхности вала, причем небольшая часть его служит одновременно для смазки.

При последнем, очень простом методе, дающем возможность произвести интенсивный и равномерный отвод теплоты, большая часть теплоты трения, образующейся в подшипнике, будет отводиться непосредственно смазочным маслом, проходящим под давлением. Затем от масла отнимается излишняя теплота при помощи трубчатой системы, устроенной обыкновенно в стороне и охлаждаемой воздухом или водой, и охлажденное масло опять подводится к подшипнику, находясь в постоянной циркуляции. Иногда бывает достаточно охлаждения масла окружающим воздухом только в сточных трубках и сборочном резервуаре (например у поршневых машин со смазкой под давлением).

Что касается интенсивности различных способов отвода тепла, то искусственным охлаждением — водяным или воздушным — достигается, конечно, более сильное действие. Однако в большинстве случаев достаточно естественного охлаждения воздухом или смазки под давлением.

Вопрос о том, достаточно ли естественного охлаждения или нужно прибегнуть к искусственному охлаждению и в какой мере, можно решить только путем сопоставления количества образующегося и отводимого тепла.

Общее количество образующегося тепла в скользящем подшипнике определяется по формуле:

$$P = \frac{P' \cdot \mu \cdot v \cdot 3600}{427} \text{ кал/час.} \quad (57)$$

Подставляя для подшипников конечной длины среднее значение

$\mu = 3,8 \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{\rho_m}}$ по формуле (45) и, кроме того, взяв окружную

скорость или скорость скольжения $v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$ м/сек, $p = \frac{P}{d^2(l:d)}$

и $\omega = \frac{n}{9,5}$, получаем:

$$\mu = 3,8 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot n \cdot d^2 \cdot (l:d)}{9,5 P}} = 1,23 \cdot d \cdot \sqrt{\frac{z \cdot n(l:d)}{P}}$$

и

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{P \cdot d \cdot \pi \cdot n \cdot 3600 \cdot 1,23 \cdot d \cdot \sqrt{\frac{z \cdot n \cdot (l:d)}{P}}}{427 \cdot 60} = \\ &= 0,174 \cdot d^2 \cdot \pi \cdot n \cdot P \sqrt{\frac{z \cdot n \cdot (l:d)}{P}} \end{aligned}$$

или

$$\rho = 0,174 \cdot d^2 \cdot \pi \cdot \sqrt{z \cdot n^3 \cdot (l:d) \cdot P} \text{ кал/час.} \quad (58)$$

Чтобы получить относительную меру для образующегося тепла, отнесем таковое к 1 м² поверхности цапфы $d \cdot \pi \cdot l$ и, подставляя $l = d(l:d)$, получим из формулы (58) в качестве удельного теплообразования:

$$\begin{aligned} \rho_1 &= \frac{\rho}{d \cdot \pi \cdot l} = \frac{0,174 \cdot d^2 \cdot \pi \cdot \sqrt{z \cdot n^3 \cdot (l:d) \cdot P}}{d \cdot \pi \cdot d \cdot (l:d)} = \\ &= \sqrt{\frac{0,174^2 \cdot d^4 \cdot \pi^2 \cdot z \cdot n^3 \cdot (l:d) \cdot P}{d^3 \cdot \pi^2 \cdot d^3 \cdot (l:d)^3}} \end{aligned}$$

На каждый квадратный метр внутренней поверхности вкладыша $d \cdot \pi \cdot l$ образующаяся теплота трения составит:

$$\rho_1 = 0,174 \sqrt{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{(l:d)}} \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2. \quad (59)$$

При помощи ρ_1 можно очень просто выразить и работу трения, а именно:

$$N_r = \frac{\rho_1 \cdot d \cdot \pi \cdot l \cdot 427}{3600 \cdot 75} = \frac{\rho}{632} \approx \frac{\rho_1 \cdot d \cdot l}{200} \text{ PS.} \quad (60)$$

Обратимся теперь к отводу теплоты. Как мы уже установили, подшипник, работающий с естественным охлаждением, отдает в единицу времени окружающему воздуху точно такое же количество теплоты, какое образуется в единицу времени от трения в смазочном слое. Общее количество теплоты, которое может быть отведено в окружающий воздух подшипником и примыкающими к нему частями в течение часа, пусть будет обозначено α .

Понятие об удельной отдаче тепла подшипником мы получим, определив часовую отдачу тепла, приходящуюся на единицу внутренней поверхности вкладыша, именно боковой поверхности $d \cdot \pi \cdot l$ в метрах. Подобно понятию ρ_1 мы создаем этим понятие об удель-

ной отдаче тепла или „способности лученспускания“ * α_1 и можем написать:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha}{d \cdot \pi \cdot l} \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2. \quad (61)$$

Удельная отдача тепла вообще тем выше, чем выше разница температур, т. е. при 40° разницы в температуре подшипник отводит теплоты более чем вдвое, чем при 20°. Удельная способность отвода теплоты α_1 получается, следовательно, как графическая функция разницы температур $\theta - \theta_1$ в виде возрастающей искривленной линии. При этом θ — средняя температура масла в смазочном слое и θ_1 — температура окружающего воздуха в градусах Цельсия. У подшипников с собственной циркуляцией масла (подшипники с кольцевой смазкой) и естественным охлаждением можно считать с достаточным приближением температуру смазочного слоя в установившемся состоянии ** (которая, как известно, наступает только через 4—5 час.) равной средней температуре вкладыша, так как разница по произведенным до сих пор измерениям составляет только несколько градусов. У подшипников машин с большим числом оборотов и с искусственным отводом теплоты при помощи охлаждаемого масла разница между температурой смазочного слоя и температурой вкладыша может, напротив, принять очень значительную величину.

Внешняя температура поверхностей подшипника и частей, находящихся с ним в соединении, по мере удаления от центра подшипника (смазочного слоя как источника тепла) будет ниже температуры масла в смазочном слое; она будет находиться, как указано выше, на известном расстоянии от очага теплоты и в конце концов будет равна температуре помещения. Эту фактическую температуру поверхностей мы поэтому совершенно исключили из наших рассуждений и будем считаться только с температурой смазочного слоя θ и температурой внешнего воздуха θ_1 .

Количество теплоты, отводимой от подшипника, находящегося в работе, приходящееся на квадратный метр его внутренней поверхности ($d \cdot \pi \cdot l$), зависит от разных побочных обстоятельств и поэтому экспериментальные исследования дают довольно значительные отклонения.

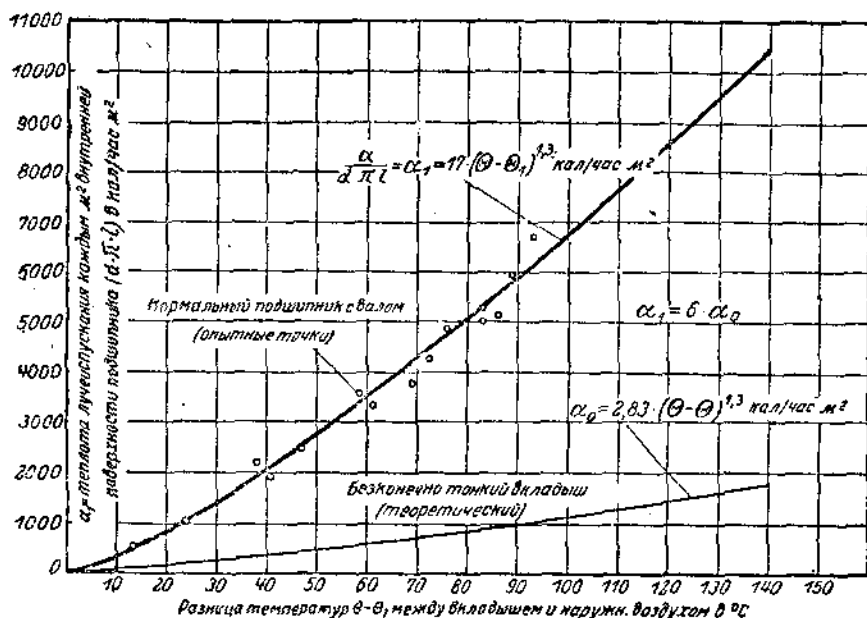
Очень обстоятельные и многосторонние исследования этого рода произведены О. Лахе⁶³. Они были распространены как на нормальные подшипники с кольцевой смазкой, так и на турбинные подшипники с валом и без вала и также на отдельные вкладыши. Испытаны

* Выражение неправильное, так как дело идет, главным образом, о переходе тепла при помощи непосредственного соединения (в окружающий воздух) и только в очень незначительной мере лученспусканием, однако, это выражение оставлено из-за краткости и из-за существующей традиции.

** Температура смазочного слоя нагруженного вкладыша непрерывно возрастает до самого узкого места зазора. Расчет с постоянной (средней) вязкостью является, следовательно, только временной мерой и обуславливает неизбежные ошибки. Так как масло в нижней части подшипника горячее и меньшей вязкости, т. е. уже не соответствует средней вязкости, то вал будет лежать в подшипнике немного глубже, чем определено по расчету. Поэтому формулы расчета надо выводить с повышенным запасом прочности.

были подшипники диаметром от 60 до 450 мм, так что результаты можно, разумеется, признать имеющими довольно общее значение.

Фиг. 51 показывает кривую удельной отдачи тепла α_1 при естественном охлаждении для различных разниц в температуре ($\theta - \theta_1$) по опытам, произведенным Лаше. Под этой кривой тонкой линией нанесена кривая, полученная путем вычисления, представляющая собой наименьшее излучение теплоты вкладышем бесконечно малой толщины (следовательно, внешняя поверхность подшипника равна боковой поверхности цапфы). Эта кривая является нижним пределом.



Фиг. 51. Удельная способность отвода теплоты подшипников с кольцевой смазкой и подшипников со смазкой под давлением, определенная практическими опытами.

Кривая для α_1 нанесена на основе данных уравнения:

$$\frac{\alpha}{d \cdot \pi \cdot l} = \alpha_1 = 17 \cdot (\theta - \theta_1)^{1.3} \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2 \quad (62)$$

и она подходит к средним значениям величин, полученным из опытов Лаше.

Кроме того, из работы Лаше взята кривая, вычисленная по формуле Hütte, которая показывает самый нижний предел теплоотдачи для самого неблагоприятного (практически невозможного) случая, когда теплоотдающая поверхность вкладыша относительно невелика. Эта кривая получена при помощи уравнения:

$$\alpha_0 = \frac{\alpha_1}{6} = 2.83 \cdot (\theta - \theta_1)^{1.3} \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2 \quad (63)$$

и она практически совпадает с той же самой кривой.

Сравнение кривых α_0 и α_1 показывает, что подшипник с нормальной коробкой и вложенным в него (неподвижным или вращающимся) валом и подшипник с чрезвычайно тонким вкладышем без кожуха и без вала могут отводить каждым квадратным метром внутренней поверхности в среднем в шесть раз большее количество тепла, благодаря тому, что внешняя поверхность подшипника значительно больше. Так как α_1 по уравнению (62) представляет собой нормальный случай, который преимущественно встречается на практике, то эту величину надо принять в качестве относительной единицы, которой можно измерять способность отводить тепло. Чтобы придать этому выражению общий вид, снабдим эквивалент α_1 коэффициентом, который в данном случае равен единице, а в неправильных случаях может быть больше или меньше единицы*. Этот коэффициент, названный „индивидуальной“ способностью отводить теплоту или, коротко, „фактором лучеиспускания“, обозначим a , тогда из уравнения (62) получим:

$$\alpha_1 = 17 \cdot a \cdot (\theta - \theta_0)^{1,8} \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2. \quad (64)$$

Табл. 10 содержит в себе значения a для различных условий и является пособием при новом методе расчета, поскольку еще нет установленных числовых значений.

Таблица 10

Индивидуальный коэффициент отвода тепла (коэффициент лучеиспускания*) поперечных подшипников при спокойном и движущемся воздухе

1. Подшипник с бесконечно тонкими стенками вкладыша, без кожуха и без вала (чисто теоретическое, самое низшее предельное значение) при спокойном воздухе $a = 0,17$
2. Подшипник с маленьким кожухом, с вложенным валом (простой подшипник с капельной смазкой, неразрезной подшипник, эксцентрик и т. д.) при спокойном воздухе $a = 0,7$
3. Подшипник с большим кожухом, с вложенным валом (трансмиссионный подшипник, наружный подшипник, вообще подшипник с кольцевой смазкой, осевой подшипник и т. д.) или подшипник цапфы коленчатого вала при спокойном воздухе $a = 1,0$
4. Подшипник, указанный в п. 2, но находящийся вблизи от вращающегося шкива $a = 1 \div 2$
5. Подшипник, указанный в п. 2, но находящийся в непосредственной близости от вращающегося шкива или вентилируемый с обеих сторон $a = 2 \div 3$
6. Подшипник, указанный в п. 3, находящийся вблизи вращающегося шкива (трансмиссионный подшипник, наружный подшипник) $a = 2 \div 3$
7. Подшипник, указанный в п. 3, находящийся в непосредственной близости от вращающегося шкива, или вентилируемый с обеих сторон (трансмиссионный подшипник, подшипник электромотора, внешний подшипник) $a = 3 \div 4$
8. Главные подшипники паровых машин и поршневых компрессоров с закрытым или часто пускаемым в ход рабочим механизмом $a = 4 \div 5$
9. Главные подшипники воздушных насосов и поршневых насосов для холодной воды $a = 5 \div 6$
10. Главные подшипники льдоделательных машин $a = 7 \div 8$

* Правильнее было бы предположить, что $\alpha_0 = 1$, однако тогда пришлось бы иметь дело с большими числами, которые к тому же еще возводятся в квадрат.

У подшипников коленчатого вала* и у осевых подшипников α повышается с увеличением скорости вращения цапфы или скорости движения хода, именно α (равный 1,0) надо увеличить при скорости:

от 0,5 м/сек	в 2,3 раза	при 11 м/сек	= 39,5 км/час	в 8,8 раз
при 1 "	" 3 "	" 12 "	= 43,2 "	" 9,2 "
" 2 "	" 4 "	" 13 "	= 46,8 "	" 9,6 "
" 3 "	" 4,8 "	" 15 "	= 54 "	" 10,2 "
" 4 "	" 5,5 "	" 20 "	= 72 "	" 11,7 "
" 5 "	" 6,1 "	" 25 "	= 90 "	" 13,0 "
" 6 "	" 6,6 "	" 30 "	= 108 "	" 14,1 "
" 7 "	" 7,1 "	" 35 "	= 126 "	" 15,2 "
" 8 "	" 7,6 "	" 40 "	= 144 "	" 16,3 "
" 9 "	" 8,0 "	" 45 "	= 162 "	" 17,3 "
" 10 "	" 8,4 "	" 50 "	= 180 "	" 18,2 "

В случае принудительной смазки α можно увеличить приблизительно во столько раз, во сколько раз общая поверхность подшипника и нагнетательного и всасывающего маслопроводов и будет больше наружной поверхности одного подшипника.

Установив удельное накопление теплоты ρ_1 и удельный отвод теплоты α_1 , можно установить тепловой баланс. Сначала выведем тепловой баланс для естественного охлаждения.

Во всех случаях количество тепла, образовавшегося в час, должно быть равно количеству тепла, отводимому в час. Так как в рассматриваемом случае общая теплота трения будет отводиться естественным воздушным охлаждением, то должно быть

$$\rho_1 = \alpha_1. \quad (65)$$

Приравняв выражение (59) выражению (64), получаем:

$$\begin{aligned} 0,174 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{(l:d)}} &= 17 \cdot \alpha \cdot (\theta - \theta_1)^{1,3}; \\ (\theta - \theta_1)^{1,3} &= \frac{0,174}{17 \cdot \alpha} \cdot \sqrt{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{(l:d)}} = \sqrt{\frac{0,174^2 \cdot P \cdot n^3 \cdot z}{17^2 \cdot \alpha^2 \cdot (l:d)}} = \\ &= \sqrt{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{9600 \cdot \alpha^2 \cdot (l:d)}}; \\ \theta - \theta_1 &= \sqrt[1,3]{\sqrt{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{9600 \cdot \alpha^2 \cdot (l:d)}}} \end{aligned}$$

или

$$\theta = \theta_1 + \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{9600 \cdot \alpha^2 \cdot (l:d)}} \text{ градусов Цельсия.} \quad (66)$$

* Наиболее совершенный отвод тепла, достигаемый, например, у мотылевых подшипников автомобильных двигателей, получается путем припайки вкладыша к шатуну или непосредственной заливкой мотылевой головки белым металлом. Самый плохой отвод тепла получается, напротив, при накоплении стекающего масла между вкладышем и корпусом подшипника, так как масло является хорошим теплоизолирующим материалом.

Таким образом из уравнения (66), в которое входят нагрузка подшипника, число оборотов и $(l:d)$, подобрав вязкость масла, возможно получить непосредственно разницу температур смазочного слоя и внешнего воздуха в градусах Цельсия. Приняв температуру воздуха, например, в 20° , мы легко определим температуру смазочного слоя.

Если же дан или указан определенный сорт масла, как это часто имеет место в практике, то уравнения (66) недостаточно и в него нужно вводить вязкость в качестве функции температуры.

Как было еще указано в главе 7, вязкость масла представляет собой с некоторым приближением потенциальную функцию своей температуры. По уравнению (13) считают, например, для машинного масла с вязкостью 7,8 по Энглеру при 50° при колебаниях температуры приблизительно от 25 до 100°

$$z = \frac{0,336}{(0,1 \cdot \theta)^{2,6}} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2.$$

Вводя это значение z в уравнение (66), получаем:

$$\begin{aligned} \theta - \theta_1 &= \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3}{9600 \cdot a^2 \cdot (l:d)}} \cdot \sqrt[2,6]{\frac{1}{2,98 \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}} = \\ &= \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3}{9600 \cdot a^2 \cdot (l:d)}} \cdot \frac{1}{0,152 \cdot \theta} = \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3}{71,6 \cdot a^2 \cdot (l:d)}} \cdot \frac{1}{\theta} \end{aligned}$$

или, помножая обе стороны уравнения на θ :

$$\theta(\theta - \theta_1) = \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3}{71,6 \cdot a^2 \cdot (l:d)}}$$

и из этого

$$\theta^2 - \theta \cdot \theta_1 - \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3}{71,6 \cdot a^2 \cdot (l:d)}} = 0.$$

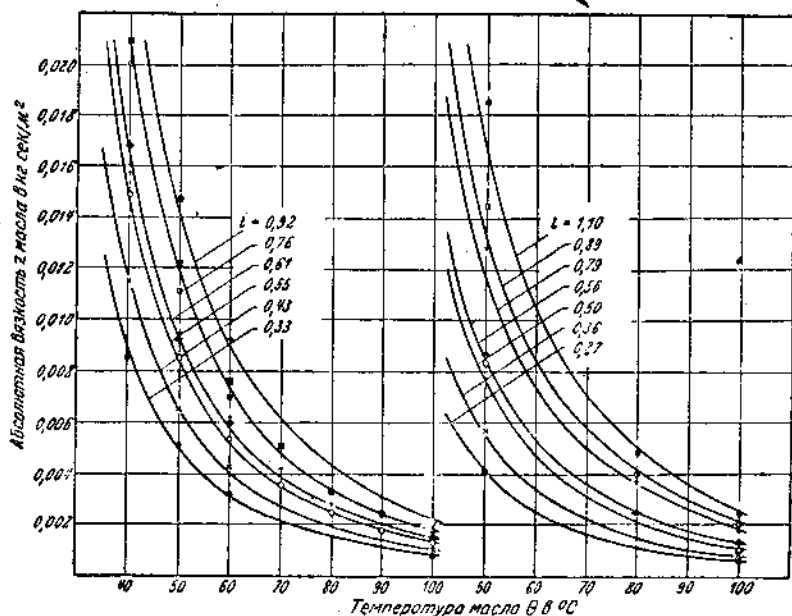
Приведя таким образом выражение к квадратному уравнению, мы в результате находим, что

$$\theta = \frac{\theta_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3}{71,6 \cdot a^2 \cdot (l:d)}}}.$$

Как видно из вышеизложенного, задачу удается разрешить только при помощи приведения к квадратному уравнению, устранив температуру масла θ в знаменателе правой стороны уравнения, а последнее, в свою очередь, было возможно исключительно потому, что температура θ в масляном уравнении фигурировала как раз в степени 2,6. Эти обстоятельства натолкнули на мысль произвести общее исследование кривой вязкости смазочных масел и в результате было установлено, что большинство средних и тяжелых машинных масел, а также моторных и даже цилиндрических охватываются этим уравнением. На фиг. 52 показана вязкость масел, более или менее удовлетворительно отвечающая уравнению (с общим характеризующим индексом i):

$$z = \frac{i}{(0,1 \cdot \theta)^{2,6}} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2. \quad (67)$$

Поэтому будет вполне обоснованно вообще применять для расчета скользящих машинных частей формулу (67) в качестве приближенной формулы определяющей вязкость смазочных масел, тем более что она, как правило, применяется лишь для пересчета в узких границах. Поэтому формула (67) дает возможность устанавливать тепловой баланс при данном масле определенной вязкости; эта формула, между прочим, совсем не предназначена для определения возможно полной характеристики различных масел, как это ошибочно предполагает, например, Вальтер¹⁰¹.



Фиг. 52. Температурная кривая вязкости некоторых марок масел (Гамб.-американ. акц. о-ва минер. масел; Ренания — Осег; Германский Вакуум; D. A. P. G.), которые соответствуют приближенному уравнению

$$z = i : (0,1 \cdot \mu)^{2,6} \text{ кг. сек/м}^2.$$

Таким же образом, как температура θ (при использовании формулы 13) была определена для вполне определенного сорта масла, мы можем получить, введя формулу (67) в уравнение (66), следующее общее уравнение для температуры смазочного слоя:

$$\theta = \frac{\theta_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3 \cdot i}{24 \cdot a^2 \cdot (l:d)}}} \text{ градусов Цельсия} \quad (68)$$

при данном смазочном средстве с масляной характеристикой i , указывающей, идет ли дело о вязком или жидком масле. Фиг. 53 показывает кривые вязкостей по предположенным нормам (уравнение 67) для значений от 2 до 24 по Энглеру при 50°, которые по вязкости при 50° названы нормальными маслами от 2 до 24. Характеризующий индекс i для кривой фиг. 53 взят из табл. 11, в то время как фиг. 54

дает представление о промежуточном значении масляного характеризующего индекса в предположении, что средний удельный вес $\gamma = 0,9$. Если, таким образом, дано, например, масло, которое при 50° имеет вязкость по Энглеру 5, то можно это масло вводить в расчет с тем значением i для него, которое дается кривой фиг. 54, т. е. равным 0,21.

Уравнение (68) показывает, что нагревание подшипника при данном смазочном материале, данной общей нагрузке подшипника и данном числе оборотов не зависит от диаметра цапфы. Этот факт объясняется тем, что работа трения по формуле (48) хотя и возрастает с диаметром цапфы, однако, в одинаковой степени увеличивается и отвод теплоты, почему температура подшипника остается неизменной.

Уравнение (68) составлено в предположении, что подшипник работает при жидкостном трении. Имеет ли место последнее (например при данном сорте масла и данных размерах подшипника), фактически можно определить только путем пересчета наименьшей толщины смазочного слоя, величина которого по уравнению (21) составляет

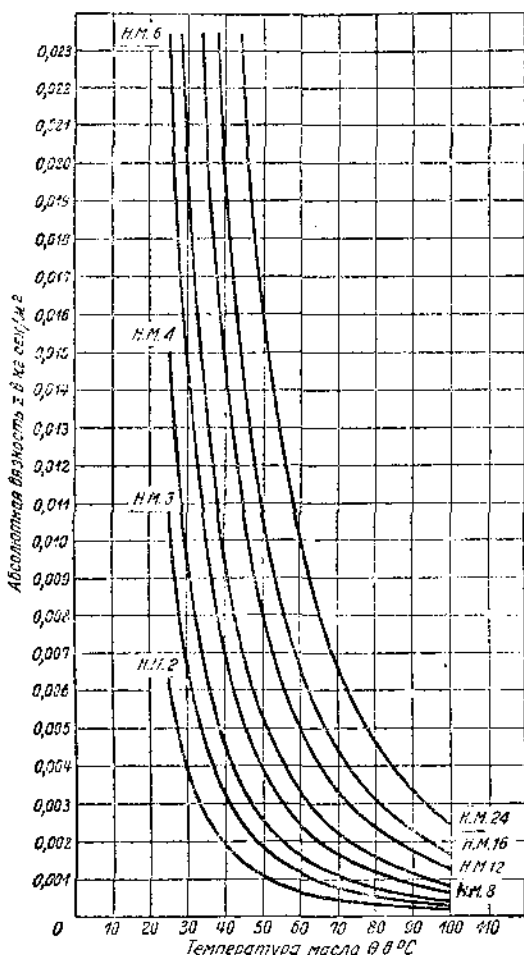
$$h = \frac{d \cdot z \cdot \omega}{3,84 \cdot p_m \cdot \psi} \text{ м,}$$

или отнесенная к общей нагрузке, числу оборотов и масляному характеризующему индексу,

$$h = \frac{d^4 \cdot (l/d) \cdot n \cdot i}{36,4 \cdot P \cdot (D-d) \cdot (0,1 \cdot l)^{2,6}} \text{ м.} \quad (69)$$

Прежде чем переходить к практическому использованию выведенных здесь формул, рассмотрим еще тепловой баланс при искусственном охлаждении.

Если контрольное уравнение (68) дает такую температуру подшипника θ , которая уже недопустима более (приблизительно 80°),



Фиг. 53. Кривая вязкости масла по норме $z = i : (0,10)^{2,6}$.

Таблица 11

Вязкости * и характеристики масляных кривых (фиг. 53)

Температура		25°	50°	75°	100°
№ 24 $i = 1,061$	$z =$ $E^\circ =$	0,096 143	0,0161 24	0,00557 8,4	0,00248 3,9
№ 16 $i = 0,706$	$z =$ $E^\circ =$	0,0633 95	0,0107 16	0,0037 5,7	0,00165 2,8
№ 12 $i = 0,535$	$z =$ $E^\circ =$	0,0482 72	0,0031 12	0,0028 4,4	0,00125 2,25
№ 8 $i = 0,35$	$z =$ $E^\circ =$	0,0316 47,2	0,0053 8	0,00183 3	0,00082 1,7
№ 6 $i = 0,259$	$z =$ $E^\circ =$	0,0235 35	0,00393 6	0,00136 2,4	0,00061 1,5
№ 4 $i = 0,167$	$z =$ $E^\circ =$	0,0151 22,5	0,00253 4	0,00088 1,8	0,00039 1,25
№ 3 $i = 0,1193$	$z =$ $E^\circ =$	0,01075 16	0,00181 3	0,00063 1,5	0,00028 1,15
№ 2 $i = 0,0694$	$z =$ $E^\circ =$	0,00626 9,3	0,00105 2	0,00036 1,2	0,00016 1,05

то нужно прибегать к искусственному охлаждению. Для искусственного охлаждения имеет силу уравнение:

$$\rho_1 = \alpha_1 + \alpha_2 \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2, \quad (70)$$

т. е. теплота трения равна отводу теплоты естественным охлаждением плюс отвод теплоты искусственным охлаждением или

$$\alpha_2 = \rho_1 - \alpha_1 \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2, \quad (71)$$

или для всего подшипника

$$\alpha_2' = \rho - \alpha = \alpha_2 \cdot d \cdot \pi \cdot l \text{ кал/час}. \quad (72)$$

Следовательно, искусственным охлаждением отводится только избыток теплоты α_2 . При этом поступают следующим образом.

Убедившись в том, что θ по формуле (68) получается недопустимо высоким, принимают для θ соответствующее допустимое значение, например $\theta = 60^\circ$; и при $\theta_1 = 20^\circ$ получим:

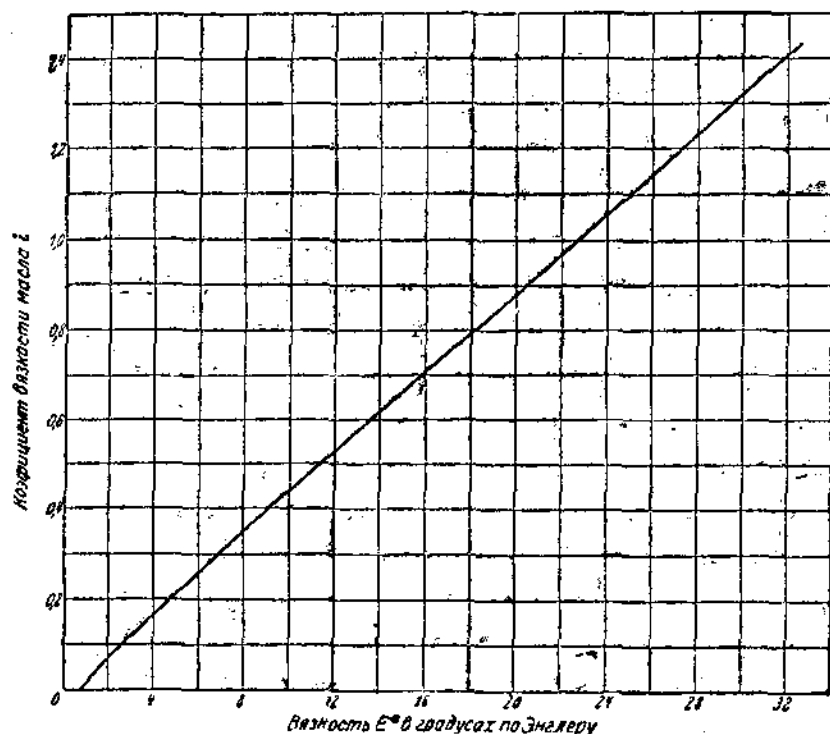
$$\theta - \theta_1 = 40^\circ.$$

Определив для z по формуле (67) значение, соответствующее θ , вставляют таковое в формулу трения (59) и определяют таким образом теплоту трения ρ_1 , развиваемую каждым квадратным метром

* В предположении, что средний удельный вес $\gamma = 0,9$.

внутренней поверхности подшипника при данной температуре подшипника θ . Потом по формуле (64) вычисляют то количество теплоты α_1 , которое подшипник был бы в состоянии „лучеиспускать“ каждым квадратным метром своей внутренней поверхности при принятых температурах θ и θ_1 посредством отдачи в воздух.

Вычитая затем из ρ_1 последнюю определенную величину α_1 , получают то количество теплоты α_2 , которое должно быть отведено каждым квадратным метром внутренней поверхности подшипника посредством искусственного охлаждения. Помножая на $d \cdot \pi \cdot l$, получают в конце концов общее количество теплоты α_2' в кал/час, которое отводится искусственным охлаждением.



Фиг. 54. Характеристика масла i в зависимости от вязкости при 50° .

Пример 6

Дан подшипник генератора, который должен работать при следующих условиях: $P = 4800$ кз; $d = 0,3$ м; $l = 0,4$ м; $a = 1,0$; $n = 3000$; $l:d = 1,34$. В качестве смазочного средства было применено легкое машинное масло с $i = 0,12$.

По формуле (68) температура подшипника при одном естественном охлаждении, если температура воздуха θ_1 принята равной 20° , составит:

$$\begin{aligned} \theta &= 10 + \sqrt{100 + \sqrt[2,6]{\frac{4800 \cdot 3000^3 \cdot 0,12}{24 \cdot 1 \cdot 1,34}}} = 10 + \sqrt{100 + \sqrt[2,6]{17,9 \cdot 3000^3}} = \\ &= 10 + \sqrt{100 + 30600} = 10 + 175, \end{aligned}$$

следовательно

$$\theta = 185^\circ.$$

Такая температура требует безусловно искусственного охлаждения, как это и следовало ожидать заранее, вследствие большого числа оборотов.

Если мы установим температуру подшипника в этом случае $\theta = 70^\circ$, то получим по уравнению (67) круглым числом $z = 0,008$ м. сек/м^3 , которое и внесем в уравнение (59). Теплота трения, образуемая каждым квадратным метром поверхности цапфы, составит

$$\begin{aligned} p_1 &= 0,174 \sqrt{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{(l \cdot d)}} = 0,174 \sqrt{\frac{4800 \cdot 3000^3 \cdot 0,0008}{1,34}} = 0,174 \sqrt{3600^3 \cdot 2,3} = \\ &= 0,174 \cdot 166\,000 \cdot 1,54 = 44\,500; \\ p_1 &= 44\,500 \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Из формулы (64), приняв $a = 1$, следует, что количество тепла, которое подшипник в состоянии самостоятельно „лучеиспустить“ каждым метром рабочей поверхности, будет составлять

$$\begin{aligned} a_1 &= 17 \cdot a(\theta - \theta_1)^{1,3} = 17 \cdot 1(70 - 20)^{1,3} = 17 \cdot 161 = 2740; \\ a_1 &= 2740 \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

По уравнению (71) количество тепла, которое должно быть отведено каждым квадратным метром посредством искусственного охлаждения, составит

$$a_2 = p_1 - a_1 = 44\,500 - 2740 = 41\,760 \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2.$$

Общая рабочая поверхность цапфы составляет

$$d \cdot \pi \cdot l = 0,3 \cdot \pi \cdot 0,4 = 0,377 \text{ м}^2.$$

Общее количество тепла, которое будет отводиться искусственным охлаждением составит поэтому согласно уравнения (72)

$$a_2' = a_2 \cdot d \cdot \pi \cdot l = 41\,760 \cdot 0,377 = 15\,700 \text{ кал/час}.$$

Как мы видим, искусственным охлаждением отводится, следовательно, значительно большая часть теплоты трения (равная 94%).

Если полностью определим также еще наименьшую толщину смазочного слоя h , зазор $D - d$ и работу трения N_r .

При $\psi_{0,5}$ по табл. 4 с $z = 0,0008$

$$\begin{aligned} h_{0,5} &= 0,25 \cdot d \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{\rho_{\text{пл}}}} = 0,25 \cdot 0,3 \cdot \sqrt{\frac{0,0008 \cdot 315}{40\,000}} = 0,075 \cdot \sqrt{\frac{1}{160\,000}} = \frac{0,075}{400}; \\ h_{0,5} &= 0,000188 \text{ м} = 0,188 \text{ мм} \end{aligned}$$

и идеальный зазор

$$D' - d'' = 4 \cdot h''_{0,5} = 4 \cdot 0,188 = 0,75 \text{ мм},$$

чем обеспечивается спокойный ход. Работа трения составляет, наконец, по уравнению (60) приблизительно

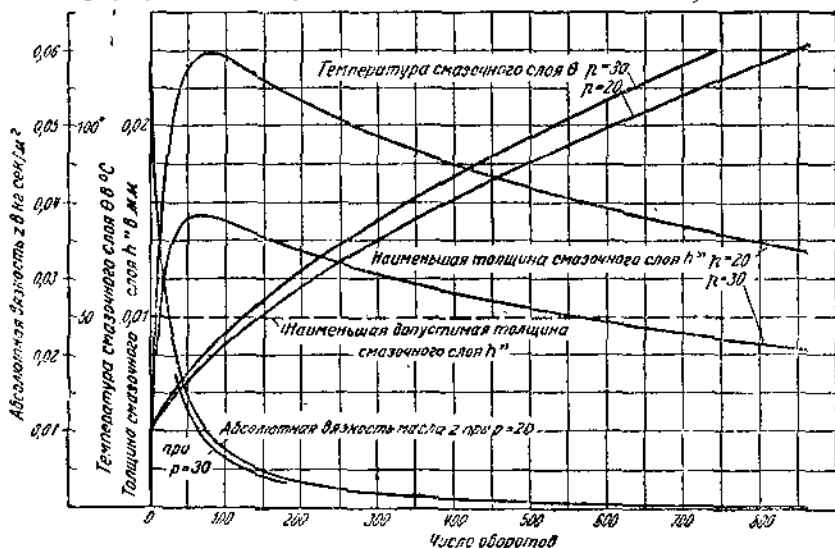
$$N_r = \frac{p_1 \cdot d \cdot l}{200} = \frac{44\,500 \cdot 0,3 \cdot 0,4}{200} = 26,7 \text{ PS};$$

из них $6\% \approx 1,6 \text{ PS}$ будет потреблено воздушным охлаждением, а $94\% = 25,1 \text{ PS}$ искусственным охлаждением, т. е. маслом, подаваемым при помощи прессы. Как показывает большая толщина смазочного слоя и зазор, данные смазочные средства являются чрезмерно вязкими для разбираемого случая.

Это заключение совпадает с практическими опытами ВВС (Фрейденрейха³³), согласно которым коэффициент трения подшипников турбогенераторов при данном, сравнительно вязком, масле достигает своего минимума только при очень больших зазорах. При нормальных и небольших зазорах эксцентриситет χ будет так мал, что коэффициент трения на фиг. 47, соответствуя левой ветке кривой, значительно превышает свое среднее значение. В случаях, подобных приведенному числовому примеру, можно достигнуть, следовательно, уменьшения потерь на трение только путем уменьшения z , т. е. путем выбора маловязкого смазочного масла. Зазор может оставаться без изменения и при $\chi = 0,5$ должен быть уменьшен.

Чтобы представить возможно нагляднее эту связь при естественном охлаждении, разберем ее на практическом примере. На фиг. 55 показаны температуры смазочного слоя при 20 и 30 ат удельного давления и при числе оборотов от 0 до 800. Исследования производились на подшипнике с кольцевой смазкой с самоустанавливающимися вкладышем и пригонкой на свободный ход. Нагрузка подшипника составляла 4500 и 6750 кг, диаметр 150 мм, $l:d=1,0$. Кроме того, $a=1,0$; $\theta_1=20^\circ$ и $i=0,35$, что соответствует тяжелому машинному маслу с вязкостью около 8 по Энглеру, при 50° .

Температура смазочного слоя определяется по уравнению (68), вязкость по формуле (67) и толщина смазочного слоя по специальной формуле для пригонки на свободный ход [уравнение (111)].



Фиг. 55. Влияние числа оборотов на безопасность работы (толщина смазочного слоя) при данном смазочном материале, на основе математического определения.

Более подробные данные можно заимствовать из работы автора „Влияние числа оборотов на безопасность работы“²⁸.

Для толщины смазочного слоя $h''=0,01$ мм, показанной пунктиром, влияние числа оборотов проявляется следующим образом: при 30 ат удельного давления число оборотов n от 12,5 до 600 является безопасным в производственном отношении в том случае, если можно допустить температуру смазочного слоя свыше 100° ; при 20 ат удельного давления подшипник обеспечен от полужидкостного трения, начиная даже от 7,5 об/мин до наивысшего допустимого (в отношении нагревания) числа оборотов. Достигнув при обработке понижения толщины смазочного слоя, примерно, до 0,006 мм, подшипник будет работать и при 30 ат удельного давления до наивысшего числа оборотов без нагревания.

Как видно из очень интересной диаграммы, помещенной на фиг. 55, влияние уменьшения вязкости противоположно влиянию заклинивающих усилий при увеличении числа оборотов. При низких

температурах, обуславливаемых малым числом оборотов, вязкость масла еще велика, вследствие чего влияние заклинивающих усилий преобладает, что и содействует увеличению толщины смазочного слоя. С увеличением же числа оборотов и соответственно температуры вязкость падает так интенсивно, что толщина смазочного слоя медленно уменьшается, несмотря на увеличение заклинивающих усилий от повышения числа оборотов.

Слишком малое число оборотов может, следовательно, уменьшить толщину смазочного слоя (а вместе с этим и безопасность работы) по причине слишком незначительного действия клиновой силы, в то время как слишком высокое число оборотов ведет к ослаблению толщины смазочной пленки вследствие слишком сильного уменьшения вязкости масла. Большое число оборотов всегда влечет за собой высокую температуру подшипника и уже тем самым ограничивает безопасную работу подшипника.

В заключение надо еще упомянуть о расчете работы трения, производимом на основе данной температуры трения.

На практике бывают случаи, когда можно установить или в абсолютных цифрах или в процентном отношении ту экономию, которая получается в работе от перемены масла или вследствие какого-либо другого рационализаторского мероприятия, не предпринимая динамического измерения работы. В таких случаях можно для суждения о потерях на трение или суждения об экономии в трении исходить только из температуры смазочного слоя.

Как мы знаем, при естественном охлаждении теплота, образующаяся в смазочном слое, равна количеству теплоты, отдаваемой в окружающий воздух; можно, следовательно, в уравнение (65) поставить $\rho_1 = \alpha_1$ и в уравнении (60) ρ_1 заменить α_1 ; введя в уравнение (60) выражение (64), получим:

$$N_r = \frac{17 \cdot a (\theta - \theta_1)^{1,3} \cdot d \cdot l}{200}.$$

Обозначив ради сокращения температуру трения $\theta - \theta_1$ через T , получим для работы трения простое выражение:

$$N_r = \frac{a \cdot T^{1,3} \cdot d \cdot l}{12} PS. \quad (73)$$

Для определения относительной экономии в работе трения $N\%$ можно использовать еще простое уравнение:

$$N = \frac{N_1 - N_2}{N_2} \% \quad (74)$$

в котором N_1 — работа трения в процентах до рационализации, N_2 — то же самое после рационализации и N_2 принято равным 100. Так как работа трения по уравнению (73) получается как 1,3 степень соответствующей температуры трения*, то мы имеем право в конце концов написать:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{1,3}, \quad (75)$$

* Чтобы подойти возможно ближе к средней температуре смазочного слоя, измерение температуры производят в нагруженной части подшипника на самом близком расстоянии от рабочей поверхности.

где T_1 и T_2 обозначают температуры трения при работе трения N_1 или N_2 .

С этими тремя уравнениями можно определить экономию силы трения как в процентном отношении, так и в абсолютных цифрах, что наглядно видно из следующего практического числового примера.

Пример 7

Дан внешний подшипник поршневой машины, у которого на тяжелом машинном масле температура трения составляет 48°Ц ; диаметр цапфы $d = 0,18$; длина подшипника $l = 0,27$ м. Как велика будет экономия в силе трения в процентном отношении и абсолютная экономия при перемене масла, если температура трения на более легком масле в установившемся состоянии составляет только 31°Ц .

По уравнению (75)

$$N_1 : N_2 = (T_1 : T_2)^{1,3} = (48 : 31)^{1,3} = 1,55^{1,3} = 1,77.$$

Экономия в процентном отношении по уравнению (74) составит тогда

$$N\%_0 = \frac{N_1 - N_2}{N_1} = \frac{177 - 100}{177} = \frac{77}{177} = 0,435 \text{ или } 43,5\%.$$

Работа трения до перемены масла составит по уравнению (73) с $a = 3$:

$$N_r = \frac{a \cdot T^{1,3} \cdot d \cdot l}{200} = \frac{3 \cdot 48^{1,3} \cdot 0,18 \cdot 0,27}{12} = \frac{3 \cdot 152 \cdot 0,18 \cdot 0,27}{12} = 1,85 \text{ PS},$$

и, следовательно, абсолютная экономия в работе трения равна:

$$0,435 \cdot 1,85 = 0,8 \text{ PS}.$$

Выводы

1. Нагревание подшипника в работе зависит от величины теплообразования и от способа отвода теплоты.

2. Различают естественное охлаждение, при котором отвод теплоты происходит, главным образом, при помощи окружающего воздуха, и искусственное охлаждение, при котором отвод теплоты, кроме естественного воздушного охлаждения, производится еще при помощи искусственно охлаждающих средств (например движущегося воздуха, холодного масла или холодной воды).

3. В установившемся состоянии во всех случаях: количество тепла, образовавшегося в единицу времени, равно количеству тепла, отводимому в единицу времени.

4. Под удельным теплообразованием p_1 понимают количество тепла в тепловых единицах, образующегося в час на каждом квадратном метре рабочей поверхности цапфы $d\pi l$; под удельной отдачей тепла α_1 — количество теплоты в тепловых единицах, которое отводится в час каждым квадратным метром рабочей поверхности цапфы посредством естественного воздушного охлаждения.

5. Удельное теплообразование прямо пропорционально 0,5 степени нагрузки подшипника, 1,5 степени числа оборотов и 0,5 степени вязкости масла и обратно пропорционально 0,5 степени отношения длины к диаметру цапфы. Удельный отвод теплоты пропорционален 1,3 степени разницы между температурой смазочного слоя и температурой внешнего воздуха и „лучеиспускающей способности“ α соответствующего подшипника.

6. „Индивидуальная“ способность теплоотдачи или „фактор лучеиспускания α подшипника тем больше, чем больше общая внешняя

поверхность подшипника (большой, по возможности ребристый корпус подшипника), чем длиннее рабочая часть вала и в тех случаях, когда вращающиеся колеса, шкивы и т. п. вентилируют подшипник. С увеличением скорости охлаждающего воздуха α непрерывно увеличивается.

7. У подшипников с естественным охлаждением, небольшой скоростью и циркулирующим смазочным веществом (кольцевая смазка) температура смазочного слоя приблизительно равна средней температуре вкладыша; при искусственном охлаждении (большой скорости скольжения) она при некоторых обстоятельствах значительно выше средней температуры вкладыша.

8. В тех случаях когда сорт масла не указан, температура смазочного слоя для естественного охлаждения может быть вычислена по формуле (66) после определения по уравнению (51) вязкости масла.

9. При данном сорте масла можно приблизительно определить температуру смазочного слоя по формуле (68) в предположении, что характеристика вязкости масла соответствует формуле (67).

10. Искусственное охлаждение должно находить применение в тех случаях, когда вычисленная температура подшипника оказывается слишком высокой для естественного охлаждения (если θ выше 80°). При искусственном охлаждении температуру подшипника можно принять любой в известных пределах.

11. Искусственным охлаждением отводится тот излишек теплоты трения, который остается после естественного охлаждения.

12. По формулам (73), (74) и (75) по изменению температуры трения можно приблизительно определить изменение силы трения как в процентном отношении, так и в абсолютных цифрах.

17. Соотношения трения у плоских поверхностей скольжения

Вследствие существующего сходства в расчетах силы трения у цилиндрических и плоских поверхностей скольжения соображения относительно последних соответственно сокращены.

Как у цилиндрических опорных поверхностей, так и у плоских поверхностей скольжения коэффициент трения зависит от скорости скольжения, удельного давления и вязкости масла, а кроме того, от длины клиновой поверхности L .

Для опорной поверхности бесконечной ширины B_1 или B будет:

$$\mu = \tau \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot V}{p_m \cdot L}}, \quad (76)$$

где τ — коэффициент, величина которого при различной длине острия клина $X = u : L$ изменяется в определенных границах. Фиг. 56 показывает изменение τ в зависимости от длины (относительной) острия клина X .

Как мы видим, значение τ колеблется от 2,16 при $X = 0,05$ до 1,86 при $X = 0,8$. Мы можем поэтому и здесь выбрать среднее значение и поставить в качестве средней величины для всякой длины острия клина

$$\tau_{\text{ср.едн}} = 2.$$

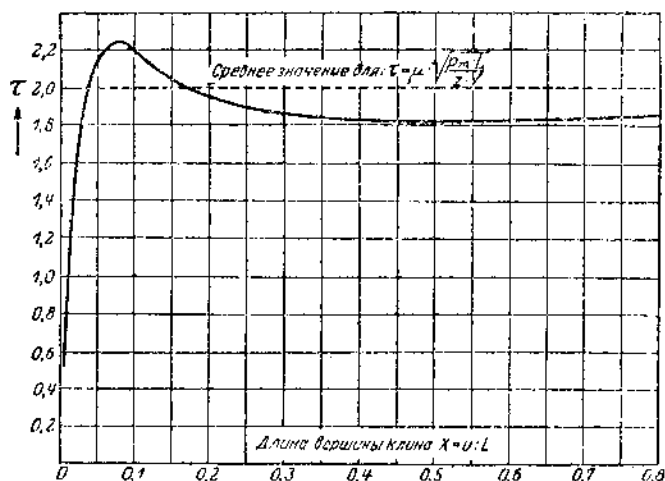
Так как пока еще не предложено надежных экспериментальных данных, то приравняем влияние конечной ширины поверхности влиянию конечной длины опорной поверхности у поперечных подшипников, в результате чего получим общее выражение:

$$\mu = K \cdot \tau \cdot \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}} \quad (77)$$

и поставим

$$K = \sqrt{\frac{4 \cdot L + B_1}{B_1}}, \quad (78)$$

хотя бы при этом конечная ширина поддерживающей поверхности получилась с некоторым запасом.



Фиг. 56. Отношение между коэффициентом трения для плоских поверхностей $\mu = \tau$ и длиной острого клина X . Числовое значение τ в зависимости от длины острого клина $X = u : L$.

$$\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}$$

Если в качестве среднего значения для нормально обработанных клиновых поверхностей (которые должны быть относительно короткими, чтобы в смазочном слое не создавалось слишком большой разницы между температурой входящего и выходящего масла) мы введем то отношение ширины к длине, которое выбрано уже в главе 13, а именно: $B_1 : L = 3$, то получим при $\tau = 2$:

$$\mu = 2 \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 1 + 3}{3}}.$$

Отсюда, округляя, в качестве достаточного среднего значения для коэффициента трения у плоских поверхностей скольжения конечной ширины получим:

$$\mu = 3 \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}}. \quad (79)$$

Решая уравнение (38) по вязкости, получим:

$$z = \frac{4,7^{1,25} \sqrt{\varepsilon} \cdot p_m \cdot H^{1,2}}{\sqrt[5]{L \cdot V}} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2, \quad (80)$$

или по отношению к общей нагрузке:

$$z = \frac{4,7^{1,25} \sqrt{\varepsilon} \cdot P' \cdot H^{1,2}}{V \cdot L^{1,2} \cdot B} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2. \quad (81)$$

Подставляя значение z из уравнения (80) в уравнение (79), получаем:

$$\mu = \sqrt{\frac{9 \cdot 4,7 \cdot V^{1,25} \sqrt{\varepsilon} \cdot p_m \cdot H^{1,2}}{p_m \cdot L \cdot V \cdot \sqrt[5]{L}}},$$

или, сокращая, получаем следующее выражение для коэффициента трения:

$$\mu = \sqrt{\frac{42^{1,25} \sqrt{\varepsilon} \cdot H^{1,2}}{L^{1,2}}} \quad (82)$$

Уравнение показывает, что коэффициент трения как у поперечных подшипников, так и у плоских поверхностей скольжения зависит только от геометрического положения клиновой поверхности, следовательно, от подъема клина и длины клиновой поверхности и наименьшей толщины смазочного слоя. Геометрическое положение клиновой поверхности по отношению к поверхности скольжения, в свою очередь, зависит еще от скорости скольжения, удельного давления и вязкости масла.

Формула (82) представляет собой одновременно уравнение наименьшего коэффициента трения, если при данном подъеме клина ε для данной длины клиновой поверхности L и наименьшей толщины смазочного слоя H вводится предельное допустимое наименьшее значение.

Интересно теперь установить наиболее благоприятное соотношение трения.

Работа трения вообще выражается:

$$N_r = \frac{P' \cdot \mu \cdot V}{75} \text{ PS.}$$

Вставляя в эту формулу μ по уравнению (79) и одновременно вводя

$$p_m = \frac{P'}{B \cdot L}, \text{ мы получаем}$$

$$N_r = \frac{P' \cdot V \cdot 3}{75} \cdot \sqrt{\frac{z \cdot V \cdot B \cdot L}{P' \cdot L}} = \sqrt{\frac{P'^2 \cdot V^2 \cdot 3^2 \cdot z \cdot V \cdot B \cdot L \cdot z}{75^2 \cdot P' \cdot L}};$$

$$N_r = 0,04 \sqrt{P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z} \text{ PS.} \quad (83)$$

Как показывает уравнение (83), работа трения при данной вязкости масла независима от длины клиновой поверхности и вместе с тем от длины острия клина. Последнее объясняется тем, что при

всякой длине острия клина мы принимаем τ одинаковой величины, вследствие чего и μ для всех значений X будет одинаково.

Если в общее уравнение для работы трения ввести значение коэффициента трения по уравнению (82), то получится

$$N_r = \frac{P' \cdot V}{75} \cdot \mu = \frac{P' \cdot V}{75} \cdot \sqrt{\frac{42^{1,25} \sqrt{\varepsilon} \cdot H^{1,2}}{L^{1,2}}};$$

$$N_r = 0,086 \cdot P' \cdot V \cdot \sqrt{\frac{42^{1,25} \sqrt{\varepsilon} \cdot H^{1,2}}{L^{1,2}}} PS. \quad (84)$$

При этом вязкость должна быть определена по уравнению (81). Наименьшую работу трения при данной длине клиновой поверхности получают, следовательно, выбором наименьшего подъема клина и наименьшей толщины смазочного слоя, определяя вязкость по уравнению (81); намеченная толщина смазочного слоя обеспечивается лишь при выполнении этого условия.

При данных размерах, включая сюда подъем клина, можно достигнуть желаемой толщины смазочного слоя только соответствующим выбором смазочного материала. Однако трение даже при наименьшей допустимой толщине смазочного слоя не достигнет минимума несмотря на то, что подъем клина будет составлять предельную малую величину.

Для контроля наименьшей толщины смазочного слоя целесообразнее всего использовать уравнение (38), отнесенное к общей нагрузке P' :

$$H = \sqrt[1,2]{\frac{V \cdot z \cdot L^{1,2} B}{4,7 \cdot P'^{1,25} \sqrt{\varepsilon}}} \text{ м}; \quad (85)$$

для нормального же подъема клина $\varepsilon = 0,005$ лучше брать особое уравнение (40).

Выяснив таким образом наиболее благоприятные соотношения трения, можно приступить к рассмотрению вопроса о теплоте от трения и обусловленной ею температуре тел скольжения.

Условия образования и отвода тепла у плоских поверхностей и у поперечных подшипников в общем очень сходны между собой.

Общее образование тепла определяется из работы трения по уравнению (83).

$$i = \frac{0,04 \cdot 3600 \cdot 75}{427} \cdot \sqrt{P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z};$$

$$i = 25,3 \cdot \sqrt{P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z} \cdot \text{кал/час}. \quad (86)$$

Удельное теплообразование i_1 мы получим, определив теплообразование, падающее на 1 м^2 опорной клиновой поверхности.

$$i_1 = \frac{i}{B \cdot L} = \frac{25,3}{B \cdot L} \cdot \sqrt{P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z};$$

$$i_1 = \frac{25,3}{L} \cdot \sqrt{\frac{P' \cdot V^3 \cdot z}{B}} \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2. \quad (87)$$

Обозначим общий *отвод* тепла в течени. часа при естественном охлаждении тела скольжения буквой λ ; соответственно этому *удельный* отвод тепла, приходящийся на каждый квадратный метр опорной клиновой поверхности, будет составлять:

$$\lambda_1 = \frac{\lambda}{B \cdot L} \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2. \quad (88)$$

Ввиду отсутствия особых оснований, опирающихся на опыт, нужно принять, что и для плоских поверхностей скольжения имеет силу эмпирический закон:

$$\lambda_1 = 17 \cdot A (\theta - \theta_1)^{1.3} \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2, \quad (89)$$

где A означает коэффициент „индивидуальной способности“ отвода тепла или, короче, „фактор лучеиспускания“, θ — температуру смазочного слоя или среднюю температуру клиновой поверхности, θ_1 — температуру окружающего воздуха в градусах Цельсия.

Табл. 12 содержит в себе ряд значений A и A' для различных условий работы и может служить при новом способе расчета временной базой, пока не будут предложены опытные величины или величины, определенные математически.

Единственной отправной точкой для оценки служит приблизительное отношение, определенное опытами *Лаше*, наружной поверхности подшипника, отводящей тепло, к внутренней поверхности подшипника $d \cdot \pi \cdot l$, образующей тепло у поперечных подшипников, для которых коэффициент α (равный единице) был установлен экспериментально. У *крейцкопфов* „лучеиспускающая“ наружная поверхность в несколько раз (по большей части от двух до трех) больше суммы образующих тепло опорных клиновых поверхностей с наклоном в одну сторону. Таким образом в данном случае при недостаточном притоке тепла надо ожидать очень значительного возрастания.

У *продольных* подшипников правильное определение температуры смазочного слоя возможно только в том случае, когда теплота, образовавшаяся от продольного подшипника, помещенного, так сказать, в коробке поперечного подшипника, прибавляется к теплоте поперечного подшипника, и общая теплота будет отнесена к коробке и *комбинированному поперечному подшипнику*, достаточно обеспеченному коэффициентом A ; об этом будет подробно изложено в главе 19. Все формулы, в которые входит значение A , имеют силу поэтому *только для крейцкопфов или опорных башмаков*, в то время как A' относится только к *комбинированным поперечно-продольным подшипникам*.

Так как при нормальном охлаждении воздухом образующееся тепло будет отводиться только окружающим воздухом, то для естественного охлаждения имеет силу равенство:

$$\lambda_1 = \lambda_1. \quad (90)$$

Используя уравнение (87) и формулу (89), получим тепловой баланс для естественного охлаждения:

$$\frac{25,3}{L} \cdot \sqrt{\frac{P' V^3 \cdot z}{B}} = 17 \cdot A \cdot (\theta - \theta_1)^{1.3}$$

Таблица 12

Индивидуальные коэффициенты отвода тепла (коэффициенты „лучеиспускания“) у плоских поверхностей скольжения при спокойном и движущемся воздухе.

1. Бесконечно-тонкое скользящее тело со 100% опорной клиновидной поверхностью, без примыкающей массы (чисто теоретическое самое низшее предельное значение) для неподвижного воздуха $A = 0,17$
2. Крейцкопфы с одним ползуном у паровой машины или двигателя внутреннего сгорания для спокойного воздуха $A = 1 \div 1,5$
3. Крейцкопфы с двумя ползунами у паровой машины или двигателя внутреннего сгорания для спокойного воздуха $A = 1,5 \div 2$
4. Крейцкопфы с одним ползуном у конденсационных водяных насосов, компрессоров и воздушных насосов для спокойного воздуха $A = 3 \div 4$
5. Крейцкопфы с двумя ползунами у конденсационных водяных насосов, компрессоров и воздушных насосов для спокойного воздуха $A = 5 \div 6$
6. Крейцкопфы с одним ползуном у насосов для холодной воды для спокойного воздуха $A = 4 \div 5$
7. Крейцкопфы с двумя ползунами у поршневых насосов для холодной воды для спокойного воздуха $A = 7 \div 8$

Примечание к пп. 2—7. У крейцкопфов значение A повышается в зависимости от увеличения средней скорости, а именно: A при спокойном воздухе (равное $1 \div 8$) нужно увеличивать при средней скорости поршня:

от 0,5 м/сек в 2,3 раза	при 6 м/сек в 6,6 раз
при 1 " 3 "	" 7 " 7,1 "
" 2 " 4 "	" 8 " 7,6 "
" 3 " 4,8 "	" 9 " 8,0 "
" 4 " 5,5 "	" 10 " 8,4 "
" 5 " 6,1 "	" 12 " 9,2 "

Для комбинированных поперечно-продольных подшипников, температура которых, как указано в главе 19, определяется по размерам поперечного подшипника, имеют силу следующие значения A' :

8. Паровые турбины и центробежные насосы для теплой воды $A' = 0,1 \div 1$
9. Упорные подшипники валов судовых машин $A' = 1 \div 2$
10. Центробежные насосы для холодной воды и осевые подшипники водяных турбин $A' = 2 \div 4$
11. Червячная передача с маленьким и большим диаметром червячных колес $A' = 3 \div 10$

и из этого

$$(0 - \theta_1)^{1,3} = \frac{25,3}{L \cdot 17 \cdot A} \cdot \sqrt{\frac{P' \cdot V^3 \cdot z}{B}} = \frac{1,49}{A \cdot L} \cdot \sqrt{\frac{P^3 \cdot V^3 \cdot z}{B}};$$

$$(0 - \theta_1) = \sqrt[1,3]{\frac{1,49}{A \cdot L} \cdot \sqrt{\frac{P' \cdot V^3 \cdot z}{B}}}$$

или

$$\theta = \theta_1 + \sqrt[2,6]{\frac{2,23 \cdot P' \cdot V^3 \cdot z}{B \cdot L^2 \cdot A^2}} \text{ градусов Цельсия.} \quad (91)$$

Значение z в уравнении (91) нужно определять по формуле (81). Если даны только L и B , то для z выбирается нормальный подъем,

равный 0,005, и подставляется для z соответствующий эквивалент из уравнения (40), именно

$$z_{0,005} = \frac{P' \cdot H^{1,2}}{14,8 \cdot V_1 \cdot L^{1,2} \cdot B} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2. \quad (92)$$

Для определения θ можно ввести уравнение (81) непосредственно в формулу (91). Получается:

$$\begin{aligned} \theta &= \theta_1 + \sqrt[2,6]{\frac{2,23 \cdot P' \cdot V^3 \cdot 4,7 \cdot H^{1,2} \cdot P' \cdot V_s^{1,25}}{B \cdot L^2 \cdot A^3 \cdot V \cdot L^{1,2} \cdot B}} \\ \theta &= \theta_1 + \sqrt[2,6]{\frac{10,4 \cdot P'^2 \cdot V^2 \cdot H^{1,2} \cdot V_s^{1,25}}{L^{3,2} \cdot B^3 \cdot A^2}} \text{ градусов Цельсия.} \end{aligned} \quad (93)$$

Вязкость смазочного материала нужно при этом выбирать также по уравнению (81), именно таким образом, чтобы масло имело вычисленную вязкость z при температуре смазочного слоя θ .

Если дано определенное смазочное средство, с общим характером вязкости по уравнению (67),

$$z = \frac{i}{(0,1 \cdot \theta)^{2,5}} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2,$$

то температуру смазочного слоя можно определить, вставив уравнение (67) в уравнение (91). Мы получаем тогда:

$$\begin{aligned} \theta &= \theta_1 + \sqrt[2,6]{\frac{2,23 \cdot P' \cdot V^3}{B \cdot L^2 \cdot A^2}} \cdot \sqrt[2,6]{\frac{i}{(0,1 \cdot \theta)^{2,5}}} = \\ &= \theta_1 + \frac{1}{0,1 \cdot \theta} \cdot \sqrt[2,6]{\frac{2,23 \cdot P' \cdot V^3 \cdot i}{B \cdot L^2 \cdot A^2}}; \\ \theta - \theta_1 &= \frac{10}{\theta} \cdot \sqrt[2,6]{\frac{2,23 \cdot P' \cdot V^3 \cdot i}{B \cdot L^2 \cdot A^2}}; \\ \theta - \theta_1 &= \frac{1}{\theta} \cdot \sqrt[2,6]{\frac{892 \cdot P' \cdot V^3 \cdot i}{B \cdot L^2 \cdot A^2}}; \\ \theta(\theta - \theta_1) &= \sqrt[2,6]{\frac{892 \cdot P' \cdot V^3 \cdot i}{B \cdot L^2 \cdot A^2}}; \\ \theta^2 - \theta_1 \cdot \theta - \sqrt[2,6]{\frac{892 \cdot P' \cdot V^3 \cdot i}{B \cdot L^2 \cdot A^2}} &= 0. \end{aligned}$$

Из этого квадратного уравнения определяется искомая температура смазочного слоя:

$$\theta = \frac{\theta_1}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \sqrt[2,6]{\frac{892 \cdot P' \cdot V^3 \cdot i}{L^2 \cdot B \cdot A^2}}} \text{ градусов Цельсия.} \quad (94)$$

При данном масле и данной поверхности скольжения нужно после определения температуры смазочного слоя по уравнению (94) заново подсчитать при этой температуре и при соответствующей вязкости ожидаемую наименьшую толщину смазочного слоя, чтобы установить, работает ли скользящая поверхность вообще в области чистого жидкостного трения. Это производится по уравнению (81), причем общее значение для z берется по уравнению (67). Тогда получается в качестве наименьшей толщины смазочного слоя при нормальном масле и температуре смазочного слоя θ (по уравнению 94):

$$H = \sqrt[1,2]{\frac{B \cdot L^{1,2} \cdot V \cdot i}{4,7 \sqrt[1,25]{\varepsilon \cdot P' \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}}} M, \quad (95)$$

или для нормального подъема $\theta = 0,005$, из уравнения (40), подставляя при этом формулу (67):

$$H_{\varepsilon 0,005} = \sqrt[1,2]{\frac{14,8 \cdot V \cdot L^{1,2} \cdot B \cdot i}{P' \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}} M. \quad (96)$$

При данном смазочном материале размеры поверхности скольжения должны соответствовать существующему маслу для получения по возможности благоприятных условий трения. Если даны L и B и отсутствует только подъем ε , то последний определяют преобразованием уравнения (81), вводя одновременно общее значение z по формуле (67). Подъем клина получается тогда

$$\varepsilon = \left(\frac{B \cdot L^{1,2} \cdot V \cdot i}{4,7 \cdot P' \cdot H^{1,2} \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}} \right)^{1,25}, \quad (97)$$

причем θ вставляется по уравнению (94). При этом, однако, обеспечивается только жидкостное трение, но не наименьший расход энергии на трение. Последнее может быть достигнуто только в том случае, если размеры не установлены.

Ширина клиновой поверхности $B = \varepsilon B_1$ по уравнению (81) составляет вообще

$$B = \frac{4,7 \sqrt[1,25]{\varepsilon \cdot P' \cdot H^{1,2}}}{V \cdot L^{1,2} \cdot z} M, \quad (98)$$

или с z по уравнению (67)

$$B = \frac{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{\varepsilon \cdot P' \cdot H^{1,2}} \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}{V \cdot L^{1,2} \cdot i} M. \quad (99)$$

Температуру смазочного слоя θ можно определить, вставив это значение B в общее уравнение (94):

$$\theta = \frac{\theta_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \sqrt[1,25]{\frac{892 \cdot P' \cdot V^3 \cdot i \cdot V \cdot L^{1,2} \cdot i}{L^2 \cdot A^2 \cdot 4,7 \cdot \sqrt[1,25]{\varepsilon \cdot P' \cdot H^{1,2}}}} \cdot \frac{1}{\sqrt[2,6]{(0,1 \cdot \theta)^{2,6} \cdot \theta}}},$$

которое имеется и на правой стороне уравнения, надо сначала пе-

ренести на левую сторону при одновременном сокращении подкоренного выражения. Тогда получится:

$$\begin{aligned}\theta - \frac{\theta_1}{2} &= \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \frac{1}{\theta} \cdot \sqrt[2,6]{\frac{400 \cdot 892 \cdot V^4 \cdot i^2}{4,7 \cdot L^{0,8} \cdot A^2 \cdot \sqrt[1,25]{\varepsilon} \cdot H^{1,2}}}}; \\ \left(\theta - \frac{\theta_1}{2}\right)^2 &= \left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \frac{1}{\theta} \cdot \sqrt[2,6]{\frac{76\,000 \cdot V^4 \cdot i^2}{A^2 \sqrt[1,25]{\varepsilon} \cdot L \cdot H^{1,2}}}}; \\ \theta^2 - \frac{2 \cdot \theta \cdot \theta_1}{2} + \left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 - \left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 &= \frac{1}{\theta} \cdot \sqrt[2,6]{\frac{76\,000 \cdot V^4 \cdot i^2}{A^2 \cdot \sqrt[1,25]{\varepsilon} \cdot L \cdot H^{1,2}}}}; \\ \theta(\theta^2 - \theta \cdot \theta_1) &= \sqrt[2,6]{\frac{76\,000 \cdot V^4 \cdot i^2}{A^2 \sqrt[1,25]{\varepsilon} \cdot L \cdot H^{1,2}}}.\end{aligned}$$

Для определения температуры смазочного слоя мы получаем окончательную формулу:

$$\theta^2(\theta - \theta_1) = \sqrt[2,6]{\frac{76\,000 \cdot V^4 \cdot i^2}{A^2 \sqrt[1,25]{\varepsilon} \cdot L \cdot H^{1,2}}}. \quad (100)$$

Так как температура смазочного слоя получается в третьей степени, то целесообразно производить решение при помощи табл. 13, вычислив правую сторону уравнения (100), и по данным числовым значениям, находя из таблицы (сделав предположение, что температура воздуха θ_1) температуру смазочного слоя θ . При этом надо обратить особое внимание на то, что уравнение (100) предreshает определение ширины клиновой поверхности B по формуле (99). Это условие и объясняет ту своеобразность положения, что нагрузка P' в уравнение (100) не входит. Влияние же P' сказывается лишь косвенным образом только через ширину B . Только благодаря этому становится понятным, насколько, например, понижает температуру смазочного слоя увеличение подъема клина; увеличение ε обуславливает по уравнению (99) увеличение B ; это последнее со своей стороны обуславливает уменьшение p_m и, следовательно, по общему уравнению (91) — уменьшение температуры смазочного слоя θ при замене значения P' равным значением $p_m \cdot B \cdot L$.

Формула (100) в соединении с табл. 13 дает приближенный предварительный расчет температуры смазочного слоя у заново проектируемых ползунов или продольных подшипников при данном масле, поскольку L принимается как приближительная величина, на что указывается в главе 19.

Если по уравнениям (93), (94) или (100) и табл. 13 получается такая температура смазочного слоя, которая по производственно-техническим условиям является слишком высокой, то нужно прибегать к искусственному охлаждению. Наиболее простым средством является применение охлажденного масла под давлением, действие которого в нужном случае может быть увеличено еще путем охлаждения водой.

Таблица 13.

Числовые значения произведения $6\theta(\theta - \theta_1)$ для определения температуры смазочного слоя θ ползунов крейцковфов при данном смазочном материале.

Температура θ смазочного слоя								
	$\mu =$	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°
Температура θ_1 окружающего воздуха	$\theta_1 = 10^\circ$	4 000	18 000	48 000	100 000	180 000	294 000	448 000
	$\theta_1 = 15^\circ$	2 000	13 500	40 000	87 500	162 000	269 500	416 000
	$\theta_1 = 20^\circ$	—	9 000	32 000	75 000	144 000	245 000	384 000
	$\theta_1 = 25^\circ$	—	4 500	24 000	62 500	126 000	221 500	352 000
	$\theta_1 = 30^\circ$	—	—	16 000	50 000	108 000	196 000	320 000
	$\theta_1 = 35^\circ$	—	—	8 000	37 500	90 000	171 500	288 000
	$\theta_1 = 40^\circ$	—	—	—	25 000	72 000	147 000	256 000
	$\theta_1 = 50^\circ$	—	—	—	—	36 000	98 000	192 000

Для искусственного охлаждения имеет силу равенство

$$i_1 = \lambda_1 + \lambda_2 \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2, \quad (101)$$

т. е. общее количество тепла, отводимое каждым квадратным метром опорной клиновой поверхности при помощи естественного, а также искусственного охлаждения, должно быть равно количеству теплоты, образующейся каждым квадратным метром клиновой поверхности при жидкостном трении.

Таким образом количество теплоты, отводимой каждым квадратным метром опорной клиновой поверхности только при помощи искусственного охлаждения, составляет:

$$\lambda_2 = i_1 - \lambda_1 \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2 \quad (102)$$

или

$$\lambda_2' = i - \lambda = \lambda_2 \cdot L \cdot B \text{ кал} \cdot \text{час} \quad (103)$$

для всей поверхности скольжения.

Температуру смазочного слоя при искусственном охлаждении можно предположить любую, например от 40 до 60°. При данном смазочном масле этим определяется и вязкость. По уравнениям (87) и (67) можно вычислить удельное теплообразование. Вычитая из этого количества теплоты то количество тепла, которое при естественном охлаждении „лучеиспускается“ по уравнению (89) каждым квадратным метром опорной клиновой поверхности, получаем количество теплоты, которое отводится каждым квадратным метром опорной клиновой поверхности при помощи искусственного охлаждения.

При свободном выборе смазочного материала вязкость дается по уравнению (81), и таким образом можно определить, как было сказано выше, удельную теплоту трения, удельное „лучеиспускание теплоты“ при помощи естественного охлаждения, а вместе с тем и удельный излишек теплоты, отводимой при помощи искусственного охлаждения.

Выводы

1. Средний коэффициент трения поверхностей скольжения определяется по уравнению (79) в зависимости от величины вязкости масла, скорости скольжения, удельного давления и длины клиновой поверхности.

2. При выборе вязкости масла (по уравнению 80) коэффициент трения зависит только от геометрического относительного положения скользящих поверхностей, именно от подъема клина ϵ , наименьшей толщины смазочного слоя H и длины клиновой поверхности L (уравнение 82).

3. При данной вязкости масла работа трения определяется величиной общей нагрузки, скоростью скольжения, общей шириной клиновой поверхности и вязкостью смазочного средства.

4. При данной длине клиновой поверхности по уравнению (84) получается и наименьшая допустимая работа трения путем выбора наименьшего допустимого подъема клина, наименьшей допустимой толщины смазочного слоя и вязкости смазочного материала по уравнению (81).

5. При данных размерах и наименьшем подъеме клина выбором смазочного средства по уравнению (81) можно достигнуть как желаемой толщины смазочного слоя, так и наименьшей возможной работы трения.

6. При данных размерах и данном (не наименьшем) подъеме клина можно, подобрав вязкость по уравнению (81), получить жидкостное трение, но не минимум трения.

7. Под удельным образованием тепла понимают работу трения, исчисленную в кал/час и отнесенную к квадратному метру опорной клиновой поверхности $B \cdot L$; под удельным отводом тепла понимают то количество тепла, которое отводится в час каждым квадратным метром опорной клиновой поверхности посредством естественного охлаждения в окружающий воздух.

8. Удельный отвод теплоты в окружающий воздух должен при естественном охлаждении быть равен удельному образованию теплоты; при искусственном охлаждении разницы между количеством образовавшейся теплоты и количеством теплоты, отводимой при помощи естественного охлаждения (при допустимой температуре), должна поглощаться искусственным путем.

9. При выборе вязкости масла по уравнению (81) температура смазочного слоя по уравнению (93) тем меньше, чем меньше температура окружающего воздуха, нагрузка, скорость скольжения, толщина смазочного слоя и подъем клина и чем больше длина клиновой поверхности, ее ширина и „коэффициент лучеиспускания“.

10. При данном смазочном масле (i) и данных L и B температура смазочного слоя тем меньше, чем меньше температура окружающего воздуха, нагрузка, скорость скольжения и характеризующий индекс вязкости масла и чем больше длина клиновой поверхности, ее ширина и „коэффициент лучеиспускания“.

11. При данном сорте масла (i) для определенной ширины клиновой поверхности B (по уравнению 92) можно определить температуру смазочного слоя по предшествующей оценке длины клиновой поверхности L из уравнения (100) и табл. 13.

12. При данном сорте масла (i) и данных главных размерах (L и B), выбрав соответствующий подъем клина a по уравнению (97), можно достигнуть только жидкостного трения, но не наименьшего расхода энергии на преодоление трения.

13. При данном сорте масла (i) у вполне готового данного башмака по уравнению (95) проверяется, можно ли вообще ожидать жидкостного трения. Оказать влияние на H и N , при данных условиях невозможно.

14. Шириной клиновой поверхности B считается всегда общая ширина всей опорной клиновой поверхности; длиной клиновой поверхности L , напротив, — только действительная длина отдельной клиновой поверхности в направлении движения скольжения.

18. Общий расчет поперечных подшипников

Выявив связь между отдельными факторами, можно формулировать задачи расчета поперечного подшипника следующим образом:

- 1) подшипник должен быть достаточно гарантирован от полужидкостного трения;
- 2) от образования высокой температуры;
- 3) должна быть достаточная надежность в отношении спокойного хода;
- 4) нужно избегать ненужных больших потерь на трение;
- 5) нужно избегать практически невыполнимого зазора;
- 6) следует избегать слишком большой нагрузки цапфы.

Первая задача решается применением самоустанавливающегося подшипника и подбором наименьшей толщины смазочного слоя, чтобы избежать непосредственного соприкосновения скользящих поверхностей при имеющихся налицо прогибах вала, несовершенстве обработки и вязкости масла в смазочном слое.

Вторую задачу решают подсчетом температуры подшипника и в нужных случаях применением искусственного охлаждения или устанавливают размеры подшипника таким образом, чтобы избежать недопустимо высокой температуры подшипника.

Третье требование удовлетворяют тем, что у быстро вращающихся машин избегают эксцентриситета меньшего $\chi = 0,5$.

Чтобы выполнить четвертое требование, выбирают наименьший допустимый зазор при соответствующей наименьшей вязкости масла, поскольку выбор масла можно производить свободно; при данном сорте масла выбирают наименьший зазор и наименьший допустимый диаметр цапфы.

Пятое требование будет удовлетворено в том случае, если пригонка на свободный ход не может быть выбрана дополнительной проверкой допустимости действительного зазора $D_w - d_w$; при этой проверке принимаются во внимание неровности обработки, прогиб цапфы и границы точности технического выполнения.

Чтобы выполнить шестое требование, нужно ограничить прогиб цапфы. Пересчет на изгиб будет требоваться только для концевой цапфы с высоким удельным давлением. На напряжение, которое вызывается приложенной силой вращения, конечно, всегда обращается особое внимание.

В отношении аналитического процесса целесообразно различать два случая:

1) определение смазочного материала, т. е. подбор его к данному диаметру цапфы, и

2) определение цапфы при данном смазочном материале.

Исследуем сначала первый случай, когда имеется возможность выбрать любой смазочный материал и даны диаметр d , общая нагрузка подшипника P и число оборотов вала n .

Разрешаемая здесь задача, очевидно, состоит в том, чтобы выбрать для конструктивно данного диаметра цапфы вязкость смазочного материала и зазор при соблюдении наивыгоднейших условий трения и благоприятных качествах работы.

Как указано в главе 15, наименьшее трение в подшипнике получают при возможно наименьшем зазоре и при наименьшей вязкости масла, тогда как спокойный ход при высоком числе оборотов и наибольшей по возможности толщине смазочного слоя (безопасности работы) гарантируется выбором эксцентриситета $\chi = 0,5$.

Там же установлено, что наименьший зазор, который можно выполнить без затруднений, дается пригонкой по DIN на свободный ход *.

В качестве зазора $D - d$ введем, таким образом, эквивалент для зазора обыкновенной пригонки по формуле (55) и в качестве наименьшей толщины смазочного слоя $[h_{0,5} = 0,25(D - d)]$ четвертую часть зазора. Подставляя оба эти значения в уравнение для вязкости (51), получим:

$$\begin{aligned} z_{L 0,5} &= \frac{36,5 \cdot P \cdot (D - d) \cdot h}{d^4 \cdot (l : d) \cdot n} = \frac{36,5 \cdot P \cdot d^{0,303} \cdot d^{0,303}}{d^4 \cdot (l : d) \cdot n \cdot 555 \cdot 22\,200} \approx \\ &\approx \frac{36,5 \cdot P \cdot d^{0,6}}{5550 \cdot 22\,200 \cdot d^4 (l : d) \cdot n}; \\ z_{L 0,5} &= \frac{P}{3\,380\,000 \cdot d^{3,4} \cdot (l : d) \cdot n} \text{ кг} \cdot \text{сек} / \text{м}^2 \end{aligned} \quad (104)$$

в качестве требующейся вязкости для пригонки на свободный ход и $\chi = 0,5$.

Подставляя это значение z в уравнение (66)

$$\theta = \theta_1 + \sqrt[2,0]{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{9600 \cdot a^2 \cdot (l : d)}},$$

можно проверить, будет ли достаточно естественного охлаждения. Если это имеет место и θ не превышает при этом 80° , то можно быть уверенным, что при этой вычисленной температуре θ вязкость масла будет именно такова, как она определена по уравнению (104).

Если оказывается, что искусственное охлаждение требуется, то выбирают любое допустимое значение для θ (примерно от 50 до 70°) и принимают меры к тому, чтобы эта температура (при помощи соответствующего охлаждения) длительно поддерживалась в смазоч-

* При пригонке на свободный ход и $\chi = 0,5$ значения для h всегда так велики, что имеется возможность выравнивать нормальное искривление цапфы.

ном слое. Примененное масло будет тогда иметь такую вязкость при искусственно поддерживаемой температуре θ , которая определена по уравнению (104).

Вязкости пересчитываются в обратном отношении к температурам в 2,6 степени. Если вязкость будет, например (для искусственного или естественного охлаждения), требоваться при 60° равной z_{60} , то выбирают масло, вязкость которого при 50° составляет

$$z_{60} = z_{50} \left(\frac{60}{50} \right)^{2,6}.$$

Найденное значение z перечисляется потом по уравнению (10) или (12) в градусы Энглера.

Если по уравнению (104) вязкость получается незначительная, какая может быть только у самого маловязкого масла, то берут наиболее легкое веретенное масло и дальше задачу решают применительно ко второму случаю.

Это может вызвать необходимость проверить толщину смазочного слоя, что производится проще всего по уравнению (51), разрешая его по h . Мы получим:

$$h = \frac{d^4 \cdot (l:d) \cdot n \cdot z}{36,5 \cdot P \cdot (D-d)} \text{ м} \quad (105)$$

или, вставив уравнение (52) для свободной пригонки,

$$h_L = \frac{d^4 \cdot (l:d) \cdot n \cdot z \cdot 5550}{36,5 \cdot P \cdot d^{0,303}} \approx \frac{5550 \cdot d^{3,7} \cdot (l:d) \cdot n \cdot z}{36,5 \cdot P};$$

$$h_L = \frac{152 \cdot d^{3,7} \cdot (l:d) \cdot n \cdot z}{P} \text{ м}. \quad (106)$$

Если, наконец, дан готовый подшипник с определенным зазором, то, подставив желаемое значение для h [которое всегда принимается меньше $0,25 \cdot (D-d)$], определяют требуемую вязкость по уравнению (51) и соответственно этому устанавливают сорт масла, который должен быть применен в данном случае. Если данный зазор был больше, чем дается пригонкой на свободный ход, то минимум трения недостижим и нужно считаться с большей потерей энергии на трение. И в этом случае формула (66) дает решение вопроса, какое охлаждение нужно — естественное или искусственное. Вычисленное по уравнению (104) значение z является в обоих случаях руководящим и в связи с соответствующей (при соответственном охлаждении являющейся данной величиной, а при искусственном охлаждении произвольно намеченной) температурой θ определяет вязкость масла.

Ожидаемый изгиб цапфы (перекос всегда должен выравниваться свободно устанавливающимися вкладышами) для самого простого случая — вала с концевой цапфой — может быть установлен для определенных предельных отношений, благодаря чему возможна приблизительная оценка наименьшей допустимой толщины смазочного слоя без точного диаметра цапфы. Опираясь при этом на формулы [23]

и [29] главы 11 и взяв d'' в миллиметрах, p — в кг/см^2 , $l = d \cdot (l:d)$ и $E = 2\,200\,000$, получим:

$$f_k'' = \frac{0,4 \cdot p \cdot d''^4 \cdot (l:d)^4 \cdot 10}{2\,200\,000 \cdot d''^3 \cdot 10};$$

$$f_k'' = \frac{p \cdot d'' \cdot (l:d)^4}{5\,500\,000} \text{ мм.} \quad [107]$$

Возьмем теперь в качестве самого неблагоприятного случая увеличенное отношение длины к диаметру $l:d = 1,5$ и сопоставим по уравнению [107] величину искривления f_k'' для различных удельных давлений и различных диаметров цапфы. Табл. 14 дает эти значения искривления в миллиметрах, а под ними соответствующее напряжение изгиба σ_b , определяемое из уравнения [27]:

$$\sigma_b = \frac{p \cdot (l:d)^2}{0,2} = 5 \cdot p \cdot (l:d)^2 \text{ кг/см}^2, \quad [108]$$

в котором p означает удельное давление в кг/см^2 .

Напряжение цапфы рекомендуется выбирать всегда таким, чтобы можно было пренебречь искривлением ее. Допустимым искривлением можно считать не превышающее 0,01 мм; при малых диаметрах цапфы нужно стараться не доходить до этого предела, а при больших диаметрах, в случае надобности, можно доходить до 0,015 мм, поскольку материал переносит это без затруднений.

Табл. 14 показывает (цифры, обведенные жирной чертой), что отношение длины цапфы к ее диаметру $l:d = 1,5$ при максимальном напряжении материала у концевых цапф в 450 кг/см^2 применимо лишь до 40 ат удельного давления, хотя в зависимости от допустимого искривления более тонкие концевые цапфы и приведены с удельным давлением до 150 ат. Следовательно, напряжение материала является решающим фактором при решении вопроса о допустимости того или иного отношения длины подшипника к его диаметру. С напряжением на изгиб $\sigma_b = 450 \div 700 \text{ кг/см}^2$ получаются по уравнению [27] для различных отношений длины цапфы к ее диаметру $l:d$ удельные давления, помещенные в табл. 15.

Как показывает табл. 14, для концевых цапф, искривление которых еще допустимо, удельное давление ограничивается крепостью материала. Поэтому, выбирая наивысшее удельное давление по табл. 15, при $\sigma_b = 450$, мы этим предупреждаем возможность искривления цапфы.

Если речь идет о данном вале, прогиб которого, отнесенный к длине подшипника, составляет f'' мм, и если предположено установить жесткий вкладыш, то наименьшая толщина смазочного слоя в середине подшипника должна составлять:

$$h'' = 0,5 \cdot f'' + 0,01 \text{ мм}$$

и идеальный зазор

$$D'' - d'' = 4 \cdot h''.$$

Требуемая вязкость получается из уравнения (51) и ожидаемая температура подшипника из уравнения (66). По формуле (67) получается окончательная характеристика требуемого масла.

Таблица 14

Искривление f_k'' в миллиметрах и напряжение на изгиб стальной концевой рапы при отношении $l:d = 1,5$ для удельного давления до 150 кг/см^2

ρ в кг/см^2	1	5	10	20	30	40	50	60	80	100	120	150
$d'' = 25 \text{ мм}$	$f_k'' = 0,00023$	$0,000115$	$0,00023$	$0,00046$	$0,00069$	$0,00092$	$0,00115$	$0,0014$	$0,00183$	$0,0023$	$0,00275$	$0,00345$
$d'' = 50$	$f_k'' = 0,00046$	$0,00023$	$0,00046$	$0,00092$	$0,00138$	$0,00183$	$0,0023$	$0,00275$	$0,00366$	$0,0046$	$0,0055$	$0,0069$
$d'' = 100$	$f_k'' = 0,00092$	$0,00046$	$0,00092$	$0,00184$	$0,00275$	$0,00366$	$0,0046$	$0,0055$	$0,00735$	$0,0092$	$0,011$	$0,0138$
$d'' = 150$	$f_k'' = 0,00138$	$0,00069$	$0,00138$	$0,00276$	$0,00412$	$0,0055$	$0,0069$	$0,00825$	$0,012$	$0,0138$	$0,0165$	$0,0207$
$d'' = 200$	$f_k'' = 0,00184$	$0,00092$	$0,00184$	$0,00368$	$0,0055$	$0,00732$	$0,0092$	$0,011$	$0,0147$	$0,0184$	$0,022$	$0,0276$
$d'' = 300$	$f_k'' = 0,00276$	$0,00138$	$0,00276$	$0,0055$	$0,00825$	$0,012$	$0,0138$	$0,0165$	$0,024$	$0,0276$	$0,033$	$0,0414$
$d'' = 400$	$f_k'' = 0,00368$	$0,00184$	$0,00368$	$0,00736$	$0,011$	$0,0146$	$0,0184$	$0,022$	$0,0294$	$0,0368$	$0,044$	$0,055$
$d'' = 500$	$f_k'' = 0,0046$	$0,0023$	$0,0046$	$0,0092$	$0,0138$	$0,0183$	$0,023$	$0,0275$	$0,0366$	$0,046$	$0,055$	$0,069$
σ_b для всех диаметров	11,25	56,25	112,5	225	337,5	450	562,5	676	900	1125	1350	1090

для отношения $l:d = 1,4$ величина f_k'' , указанная в таблице, умножается на 1,32, а величина σ_b на 1,15

"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
$l:d = 1,2$	"	"	"	"	"	"	"	2,43	"	"	"	1,56
$l:d = 1,0$	"	"	"	"	"	"	"	5,05	"	"	"	2,25
$l:d = 0,8$	"	"	"	"	"	"	"	12,4	"	"	"	3,52
$l:d = 0,5$	"	"	"	"	"	"	"	39	"	"	"	6,25

Предельные допустимые удельные давления для стальных цапф в подвижных

Отношение $l:d$	4,0	3,0	2,0	1,5	1,4	1,3
Наивысшее допустимое уд. давление в ат при $\sigma_b =$ $= 450 \text{ кг/см}^2$	5,6	10	22,5	40	46	53
Наивысшее допустимое уд. давление в ат при $\sigma_b =$ $= 700 \text{ кг/см}^2$	8,7	15,6	35	62	72	82

На этом можно закончить обсуждение важнейшего пункта первого случая. Обратимся ко второй группе, которая характеризуется тем, что дан определенный сорт масла и нужно определить наиболее целесообразный диаметр цапфы.

Этот случай (группа 2), когда подшипник должен быть приспособлен к данному сорту масла, в практике встречается довольно часто, так как почти все подшипники любой машины работают при различных условиях, но из чисто практических соображений они все по большей части смазываются или должны смазываться одним и тем же маслом. Ясно, что в таких случаях подшипники нужно приспособить к маслу, чтобы они, несмотря на различные производственные условия, все же работали по возможности удовлетворительно с данным маслом. При этом целесообразно, конечно, выбрать масло по самому важному подшипнику, вернее по тому подшипнику, который дает большую работу трения, так как удовлетворительное состояние такого подшипника представляет экономически большой интерес.

(Данный сорт масла, согласно главе 16, не что иное, как данное i).

Достаточно ли естественного охлаждения, решает уравнение (68). Если для θ получается значение еще в допустимых пределах, то можно непосредственно вычислить наиболее целесообразный диаметр цапфы. В интересах наименьшей потери на трение, наибольшей безопасности работы и спокойного хода опять-таки надо стремиться к пригонке на свободный ход при эксцентриситете $\chi = 0,5$ при $h = 0,25 \cdot (D - d)$.

Приравнивая формулы (104) и (67) и в то же время вместо общего значения вязкости масла z , которое изменяется вместе с температурой, поставив определенные величины, получаем:

$$\frac{i}{(0,1 \cdot \theta)^{2,6}} = \frac{P}{3380000 \cdot d^{3,4} \cdot (l:d) \cdot n}$$

и отсюда с θ по уравнению (68):

$$d_{L_{0,5}} = \sqrt[3,4]{\frac{P \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}{3380000 \cdot (l:d) \cdot n \cdot i}} \quad (109)$$

определяется диаметр цапфы для пригонки на свободный ход при эксцентриситете $\chi = 0,5$.

Если по уравнению (68) окажется, что требуется искусственное охлаждение, то выбирают допустимую температуру смазочного слоя

1,2	1,1	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
62	74	90	111	140	184	250	360	562
96	115	140	173	218	286	390	560	870

(меньше 80°), о поддержании которой надо заботиться, и определяют по уравнению (67) соответствующее значение z . Одновременно пересчитывают уравнение (109), вводя z из уравнения (67) в общей форме:

$$d_{L_{0,5}} = \sqrt[3,4]{\frac{P}{3380000 \cdot n \cdot z \cdot (l:d)}} \text{ м}, \quad (110)$$

после чего можно ввести в уравнение (110) числовое значение для выбранной температуры при искусственном охлаждении и определить наиболее подходящий диаметр цапфы.

Если дан не только сорт масла, но и диаметр цапфы, как, например, у большинства паровых турбин, то наименьшей работы трения нельзя достигнуть, особенно если у быстро вращающегося вала зазор, в интересах свободного от вибрации хода, должен быть искусственно расширен, чтобы эксцентриситет был не меньше $\chi = 0,5$. В таких случаях зазор измеряется по уравнению [53]:

$$(D'' - d'')_{0,5} = \frac{d''}{309} \cdot \sqrt{\frac{z \cdot n}{p}} \text{ мм},$$

причем z определяется из уравнения (67). Для турбинных масел вязкость в смазочном слое z можно принять в среднем равной $0,0008 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$.

Если диаметр цапфы может быть уменьшен, то нужно это сделать, так как вследствие этого по уравнению (49) получается наименьшая работа трения. Из названной формулы

$$N_r = \frac{d^3}{1160} \cdot \sqrt{P \cdot n^3 \cdot z \cdot (l:d)} \text{ PS}$$

можно, кроме того, заключить, что благодаря короткому подшипнику достигается значительная экономия в трении. Это должно быть безусловно использовано у всех валов с большой скоростью движения (в особенности у паровых турбин). Для подшипников паровых турбин, с точки зрения техники смазки, нужно применять маловязкие масла, например, легкое веретенное, если хотят достигнуть минимума жидкостного трения. Употребление веретенных масел для паровых турбин обычно воспрещается лишь из-за червячного привода, зубчатого масляного насоса и регулятора. Правильнее поэтому так конструировать тот или иной привод, чтобы он не нуждался в вязком масле, и выбирать масло для подшипников настолько маловязкое,

насколько при этом гарантируется его постоянство, так как наименьшая потеря на трение означает не только экономию энергии, но вместе с тем и небольшой масляный насос, дешевый охладитель и более дешевый трубопровод.

Если при данном смазочном материале дело идет о готовом подшипнике с определенным зазором, то можно только проверить, имеется ли еще основание ожидать жидкостного трения, а также выяснить, не взято ли слишком малое значение для эксцентриситета.

При любом зазоре пользуются для этого уравнением (69).

$$h = \frac{d^4 \cdot (l:d) \cdot n \cdot i}{36,5 \cdot P \cdot (D-d) \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,8}} \text{ м.}$$

и при пригонке на свободный ход уравнением (106), в котором z вставлено по уравнению (67), так что получают:

$$h_L = \frac{152 \cdot d^{3,7} \cdot (l:d) \cdot n \cdot i}{P \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,8}} \text{ м.} \quad (111)$$

Определение характеристики данного сорта масла производится, как раньше упоминалось, наиболее просто следующим образом: по кривой фиг. 54 ищут вязкость по Энглеру, которую имеет данное масло при 50° , и потом отсчитывают соответствующее значение i . За неимением другого метода расчета при этом предполагают, что кривая каждого масла соответствует величинам, получаемым по уравнению (67), что, вероятно, в большинстве случаев и имеет место, хотя бы с грубым приближением. Если у масла вязкость дана не при 50° , а при другой температуре, то сначала определяют по уравнению (9) или (11) соответствующую абсолютную вязкость и пересчитывают ее потом на 50° в обратном отношении к температурам во $2,6$ степени.

Как мы видим, расчет положения цапфы при данном смазочном масле состоит в сущности в том, что сначала определяют, независимо от величины подшипника, температуру смазочного слоя, а потом с ее помощью такой диаметр цапфы, который достаточно гарантирует от полужидкостного трения и одновременно обуславливает наименьшую потерю на трение. Длина цапфы при этом выбирается всегда соразмерно короткой, именно тем короче, чем выше ожидаемое удельное давление или искривление цапфы. Длина подшипника, следовательно, не „рассчитывается“.

В противоположность изложенному выше общему определению (впервые данному автором в первом издании этой книги) допускаемой нагрузки подшипника — до сих пор еще производят так называемый „расчет на нагревание“, исходя при этом из толщины смазочного слоя, а при определении последней из температуры подшипника на основе проверенного теплового баланса. „Расчет на нагревание“ осуществляют таким образом, что произведение из удельного давления и скорости приравнивается некоторому „опытному значению“ $p \cdot v$ и по нему потом определяется длина подшипника. Это приводило, как правило, к очень значительной длине подшипника, именно у сильно нагруженных цапф, и вызывало частые неудачи, потому что слишком длинные цапфы при чрезвычайно небольших зазорах (выполняемых по боль-

шей части бессознательно) недопустимо сильно прогибаются и тем самым вызывают нагревание вследствие местного полужидкостного трения. В таких случаях получают, следовательно, не те результаты, которых добиваются, производя расчет, а совершенно обратные.

Научный метод расчета, изложенный в этой главе, несмотря на присущий ему недостаток (грубая приближенность), все-таки обладает, без сомнения, некоторой системой и учитывает все важнейшие моменты, которые оказывают влияние на поддерживающую способность, и расход энергии на трение, тогда как при пользовании опытными значениями $p \cdot v$ этого не происходит. Хотя последнему методу отнюдь не нужно отказывать в значении, приписываемом ему в то время, когда расчеты установок производились почти без всяких руководящих указаний, все же теперь, как будет показано в дальнейшем, ему нельзя придавать большого практического значения, так как он не охватывает действительных условий.

Подробное математическое исследование допустимой нагрузки подшипника с кольцевой смазкой дает нам возможность уяснить, что представляет собой та „улучшенная“ эмпирическая формула, которая употребляется для приблизительных или сравнительных целей взамен отношения $p \cdot v = \text{const}$ и которая построена на том научном методе расчета, какой был выявлен в предыдущем изложении.

Данными были: самоустанавливающийся, чисто обработанный вкладыш из белого металла с пригонкой на свободный ход, при отношении длины к диаметру $l:d=1,5$; легкое машинное масло с вязкостью около 3,5 по Энглеру при 50° ; соответствующее $i=0,15$; $\alpha=1$; $\theta_1=20^\circ$ и $h''_{\min}=0,01$ мм.

Все рассчитываемые подшипники характеризуются (пренебрегая искривлением вала) тем, что у всех одинаково при естественном охлаждении был достигнут предел допускаемой нагрузки. Поэтому определение допустимого удельного давления при любой величине подшипника должно давать одно и то же представление о поддерживающей способности.

Прежде всего анализ показывает, что упомянутый конечный результат (именно величина наивысшего допустимого удельного давления) не может быть получен непосредственным расчетом. Это заставляет тем самым определить для принятой нагрузки подшипника и числа оборотов температуру смазочного слоя, а вместе с тем и тот диаметр, который дает требуемую предельную толщину смазочного слоя $h''=0,01$ мм. Для этого употребляют формулу (111), разрешенную по d , в соединении с температурным уравнением (68). Вставив выбранное числовое значение, получают следующее комбинированное особое уравнение:

$$d_L = \sqrt[3,7]{\frac{P \cdot \left[\frac{10 + \sqrt{100 + \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3}{240}}}}{10} \right]^{2,6}}{3420000 \cdot n}}$$

По этой формуле вычислено для различной нагрузки и числа оборотов соответствующее значение d , нанесена графически и затем

установлена для каждого диаметра подшипника определенная допустимая нагрузка при выбранном числе оборотов. Результаты сведены в таблицу. В качестве наивысшей допустимой температуры смазочного слоя была принята температура в 80° .

Результаты этого определения в высшей степени интересны во всех отношениях.

Прежде всего можно установить факт, что произведение $p \cdot v$ не применимо в качестве сравнительной величины для подшипников одинаковой нагрузки с пригонкой на свободный ход, что видно из следующего сопоставления:

$d' =$	5	6	8	14	18	22,5	30	см
$n =$	50	1500	1000	600	50	300	250	об/мин
$p \cdot v =$	0,58	47	54	84	11,8	104	138	кг/сек/см ²
$p : d =$	1,57	1,67	1,60	1,36	1,40	1,31	1,17	кг/см ³

Как видно из этого, значение $p \cdot v$ дает колебания арифметической средней до 10700% ; в то же время установленное автором новое

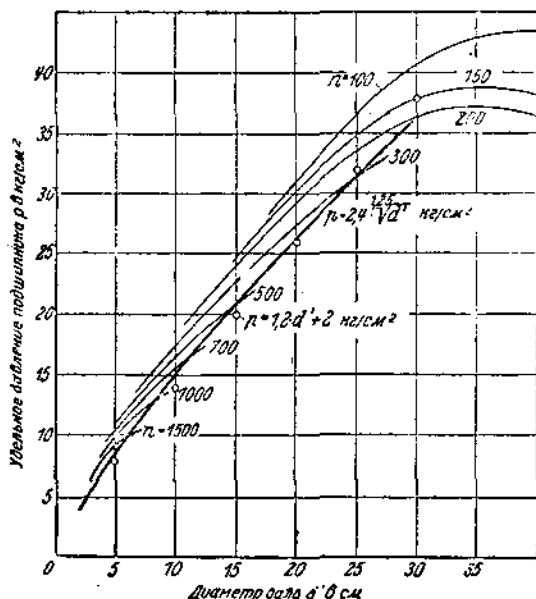
отношение $p : d'$ дает разницу только в 23% . Следовательно, при упомянутых выше условиях для одинаковой относительной допустимой нагрузки имеет силу не $p \cdot v = \text{const}$, а скорее $p : d = \text{const}$.

Фиг. 57 показывает наиболее допустимое удельное давление, определенное при $n = 100 \div 1500$ в зависимости от диаметра цапфы в сантиметрах. При этом бросается в глаза, что не число оборотов, а диаметр цапфы оказывает руководящее влияние на допустимое удельное давление.

Так как определяемое удельное давление подвергается влиянию со стороны числа оборотов не всегда одинаково, то в качестве исходной точки для числового значения p (для всех чисел оборотов, которые не выходят за названные пре-

делы) может служить самый нижний предел удельного давления. Этот последний получается для $d' = 5 \div 30$ см приблизительно:

$$p = 2,4 \cdot \sqrt[1,25]{d'} \text{ кг/см}^2, \quad [112]$$



Фиг. 57. Наивысшее допустимое удельное давление, определенное вычислением для самоустанавливающегося подшипника с кольцевой смазкой с пригонкой на свободный ход и $l : d = 1,5$.

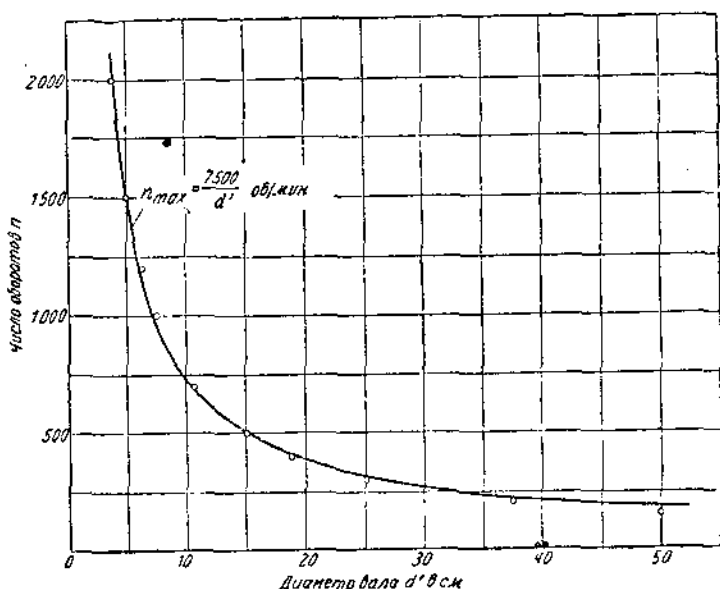
соответствуя

$$d' = 0,53 \sqrt[3]{P} \text{ см.} \quad [113]$$

С допустимым приближением имеет силу также

$$p = 1,2 \cdot d' + 2 \text{ кг/см}^2,$$

именно для всех чисел оборотов от 100 до 1500, поскольку при данном масле еще достаточно естественного охлаждения. Для d'' в пределах от 300 до 400 имеет силу (с грубым приближением) то значение p , которое определено для $d'' = 300 \text{ мм}$.



Фиг. 58. Наивысшее допустимое число оборотов для самоустанавливающегося подшипника с кольцевой смазкой с пригонкой на свободный ход и $l : d = 1,5$, определенное путем вычисления с учетом температуры смазочного слоя.

В качестве предела для температуры смазочного слоя в 80° по фиг. 58 для самого большого допустимого числа оборотов получается очень простое отношение, которое содержит в себе только величину диаметра цапфы. Наибольшая допустимая температура при данной предельной нагрузке, соответствующей $h'' = 0,01 \text{ мм}$, будет достигнута при

$$n_{\max} = \frac{7500}{d'} \text{ об/мин.} \quad [114]$$

Небольшие неправильности числового значения $p \cdot v$ получаются для наивысшей нагрузки при одновременной наивысшей температуре подшипника по формуле [114]. Удовлетворительного согласования по методу $p \cdot v$ все-таки нельзя ожидать ни для определения допустимой нагрузки, ни для установления предела наивысшей допустимой

температуры подшипника, так как в произведении $p \cdot v$ не содержится тех величин, которые требуется определить.

Эмпирические формулы [112], [113] и [114] могут быть применимы или могли бы сделаться применимыми, не только для трансмиссионных и машинных подшипников (при названных условиях), но и для сравнительного суждения о подшипниках распределительного механизма поршневых машин и других установок с естественным охлаждением, работающих в одинаковых условиях. Надо только иметь в виду, что при этом принято $\alpha = 1$ и наименьшая толщина смазочного слоя $h'' = 0,01$ мм. При усиленной вентиляции и тщательной обработке или соответственно малой h естественно можно достигнуть более высокого удельного давления и числа оборотов, если при этом будет обращено внимание на прогиб и твердость и соответственно этому будет уменьшена длина цапфы*.

Таким образом и с точки зрения составления смет следует заметить старое отношение $p \cdot v = \text{const}$ лучше обоснованными новыми формулами.

Краткими выводами этой главы служит глава 25 „Общие указания и формулы“. Практические примеры расчетов приведены в главе 26.

19. Краткие расчеты продольных подшипников и ползунов крейцкопфов

Помимо сказанного в главах 13 и 17, расчетом плоских поверхностей скольжения охвачены следующие моменты:

- 1) Достаточная надежность против полужидкостного трения.
- 2) Достаточная надежность против высокой температуры смазочного слоя.
- 3) Устранение ненужных больших потерь на трение.
- 4) Устранение практически невыполнимых подъемов клина.

Первое требование будет удовлетворено применением поверхности скольжения или опорного башмака, самих по себе достаточно жестких, однако не жестко движущихся, и определением размеров такой наименьшей толщины смазочного слоя (путем соответствующего выбора главных размеров и подъема клина или вязкости масла), при которой будет полная гарантия от непосредственного соприкосновения поверхностей скольжения, для чего нужно принимать во внимание неровности обработки; в нужных случаях это достигается путем тщательной обработки поверхностей.

Второе требование выполняют пересчетом температуры смазочного слоя или установлением размеров поверхностей таким образом, чтобы не наступали недопустимые температуры, или же, наконец, применением искусственного охлаждения, поскольку естественного охлаждения оказывается недостаточно.

Чтобы выполнить третье требование, применяют возможно наименьшие подъемы клина при наименьшей допустимой толщине смазочного

* Выясненная по предложению автора укороченная установка электромотора дала, например, не только высокое удельное давление, но также и существенно большее предельное число оборотов $n_{\text{мах}}$. Этот опыт вполне подтверждает достаточную безопасность новых формул.

слоя, что достигается подбором вязкости смазочного материала к данным главным размерам или, наоборот, подбором главных размеров к данному смазочному материалу.

Четвертое условие будет выполнено при небольших требованиях путем применения созданного шлифованием „нормального подъема“ $\varepsilon = 0,005$; при высоком и наивысшем напряжении — путем создания еще меньшего подъема клина по методу ступенчатой шабровки.

У плоских поверхностей скольжения (как у продольных подшипников, так и у башмаков крейцкопфа) также различаются два случая, смотря по характеру математических действий.

I. Главные размеры даны и нужно установить вязкость смазочного материала.

II. Вязкость смазочного материала дана и по ней нужно установить размеры.

В первом случае у *крейцкопфов* для данных P' и V определяют прежде всего требующуюся вязкость смазочного материала z по уравнению (81):

$$z = \frac{4,7 \cdot \sqrt[1,2]{\varepsilon} \cdot P' \cdot H^{1,2}}{V \cdot L^{1,2} \cdot B} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2,$$

причем в интересах наименьших потерь на трение выбирают как можно меньшими как подъем клина ε , так и толщину смазочного слоя H . Если нормальный подъем $\varepsilon = 0,005$ оказывается достаточным, то пользуются особой формулой (92):

$$z_{\varepsilon 0,005} = \frac{P' \cdot H^{1,2}}{14,8 \cdot V \cdot L^{1,2} \cdot B} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2.$$

После того как определена вязкость, требующаяся для осуществления желаемой толщины смазочного слоя, подставляют соответствующее значение z в уравнение (91):

$$\theta = \theta_1 - \sqrt[2,6]{\frac{2,23 \cdot P' \cdot V^3 \cdot z}{B \cdot L^2 \cdot A^2}} \text{ градусов Цельсия},$$

после чего выбирают по табл. 12 соответствующее значение для „коэффициента лучеиспускания“ A и проверяют путем определения температуры смазочного слоя θ , достаточно ли естественного охлаждения. В утвердительном случае можно установить сорт требуемого масла по условию, что оно должно обладать вязкостью в z кг·сек/м² при θ° . Для этой цели числовое значение z приводят к температуре $\theta = 50^\circ$ в обратном отношении к температурам во 2,6 степени и при $z \leq 0,004$ по формуле (10):

$$E^\circ = (970 \cdot z)^{1,2} + 1,$$

и при $z \geq 0,004$ по уравнению (12):

$$E^\circ = 1490 \cdot z$$

превращают абсолютную вязкость в относительную по Энглеру, чтобы по этим данным можно было выбрать сорт масла. Этим достигаются благоприятнейшие отношения трения.

Если кроме главных размеров L и B (B —общая ширина всех клиновых поверхностей, имеющих каждая в отдельности ширину B_1), действующих в одинаковом направлении, дан еще и подъем клина $\epsilon > 0,005$, то минимума трения нельзя достигнуть, а можно лишь гарантировать желаемую толщину смазочного слоя по уравнению (81); ибо чем больше ϵ , тем больше должна быть вязкость, требующаяся для осуществления необходимой толщины смазочного слоя, и тем больше становится, соответственно этому, преодолеваемое жидкостное трение.

Если формула (91) дает слишком высокую температуру смазочного слоя (приблизительно больше 80°), то нужно применять искусственное охлаждение; вязкость z , определенная по уравнению (81) или (92), сохраняет, однако, и здесь свое значение: намечают любую температуру смазочного слоя (например $40 \div 60^\circ$), поддерживаемую искусственным охлаждением, и затем выбирают такое масло, чтобы вязкость его при принятой (искусственно поддерживаемой) температуре θ равнялась вычисленной вязкости z .

У *продольных подшипников* вычисление температуры смазочного слоя нужно вести другим путем, чем у *крейцкопфов*, так как обычно самоустанавливающиеся продольные подшипники могут конструироваться только в соединении с поперечными подшипниками и образование теплоты у последних должно также приниматься во внимание.

Корпус горизонтального продольного подшипника не больше или немного больше корпуса поперечного подшипника, являющегося составной частью продольного подшипника, так что „коэффициент лучеиспускания“ может быть выведен из тех опытных данных по поперечному подшипнику, которые уже имеются в нашем распоряжении. При относительно больших упорных кольцах, применяемых в большинстве случаев для вертикальных осевых подшипников, значение A' , как показывает табл. 12, соответственно повышается.

Расчет температуры у комбинированного поперечно-продольного подшипника производится таким образом, что поперечный подшипник (т. е. его размеры и корпус) кладется в основание отношений, причем для A' берут только те значения, которые указаны в табл. 12, как сопряженные с поперечным подшипником; следовательно, „коэффициент лучеиспускания“ для плоских поверхностей (A) при этом совсем не используется. Теплоту трения поперечного подшипника ρ прибавляют к теплоте трения продольного подшипника и относят отдачу теплоты, происходящую при помощи естественного охлаждения к квадратному метру внутренней поверхности поперечного подшипника $d \cdot \pi \cdot l$, т. е. поступают так, как будто бы имеют дело только с поперечным подшипником, к которому подводится извне еще некоторое количество теплоты и корпус которого должен отводить все вместе взятое количество теплоты.

Тепловой баланс составит тогда (с A в качестве „коэффициента лучеиспускания“ по табл. 12):

$$\frac{\rho + 1}{d \cdot \pi \cdot l} = \alpha_1 = 17 \cdot A' \cdot (\theta - \theta_1)^{1,3}.$$

Вводя для ρ и τ равные значения по уравнениям (58) и (86), получают, ставя коэффициент под корень,

$$\frac{\sqrt{0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot z} + \sqrt{640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z}}{d \cdot \pi \cdot l} = 17 \cdot A' \cdot (\theta - \theta_1)^{1,3}$$

или

$$\theta = \theta_1 + \sqrt[1,3]{\frac{\sqrt{0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot z} + \sqrt{640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z}}{17 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot (l:d) \cdot A'}} \quad \text{градусов} \quad (115)$$

в качестве температуры смазочного слоя для комбинированных поперечно-продольных подшипников при данных размерах.

Требуемую вязкость z определяют, так же как и у крейцкопфа, или по общему уравнению (81) или по уравнению (92) для нормального подъема $\varepsilon = 0,005$. Это значение z вводят в формулу (115) в качестве члена, относящегося к поперечному подшипнику.

Случай II (данное смазочное средство и определяемые размеры) в некоторых отношениях труднее выразить математически, чем случай I.

Под данным смазочным средством мы понимаем, что должно употребляться определенное масло с известной вязкостью (например при 50°). Как показано в главе 16, этот важнейший (пожалуй, встречающийся чаще всего) вид задачи можно разрешить только в том случае, если будет принято, что вязкость масла следует закону по уравнению (67):

$$z = \frac{1}{(0,1 \cdot \theta)^{2,6}} \text{ кг} \cdot \text{сек} / \text{м}^2.$$

Мы должны, следовательно, в каждом случае предполагать, что эта закономерность существует с более или менее грубым приближением, и можем потому по кривой фиг. 54 определить для каждого масла по его вязкости по Энглеру при 50° приближенно характеристику вязкости i . Следовательно, „данное масло“ математически обозначает „данное i “.

Сначала мы рассмотрим только *крейцкопфы* и выберем простейший случай, когда даны главные размеры L и B . Потом можно без затруднений определить ожидаемую температуру смазочного слоя по уравнению (94).

$$\theta = \frac{\theta_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \sqrt[2,6]{\frac{892 \cdot P' \cdot V^3 \cdot i}{L^2 \cdot B \cdot A^2}}} \quad \text{градусов}$$

и этим установить, достаточно ли естественного охлаждения. Минимум трения не достигается при этом, так как величина трения является в данном случае *предопределенной*, но, выявив требуемый подъем клина ε , можно обеспечить желаемую толщину смазочного слоя H по уравнению (97):

$$\varepsilon = \left(\frac{B \cdot L^{1,2} \cdot V \cdot i}{4,7 \cdot P' \cdot H^{1,2} \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}} \right)^{1,25} \text{ мм.}$$

Если, кроме размеров L и B , дан еще и клиновый подъем ε , следовательно, вполне готовый башмак крейцкопфа, то можно только проверить, гарантируется ли при этом жидкостное трение или на какое значение H можно приблизительно рассчитывать. Следовательно, тем самым решение задачи будет вполне предопределено.

Ожидаемая H получается из уравнения (95):

$$H = \sqrt[1,2]{\frac{B \cdot L^{1,2} \cdot V \cdot i}{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{\varepsilon \cdot P' \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}}} \text{ м,}$$

причем θ вставляется опять-таки по уравнению (94) или, если дан нормальный подъем $\varepsilon = 0,005$, — из особого уравнения (96):

$$H_{20,005} = \sqrt[1,2]{\frac{14,8 \cdot V \cdot L^{1,2} \cdot B \cdot i}{P' \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}} \text{ м.}$$

Если оказывается, что требуется искусственное охлаждение, то устанавливают температуру смазочного слоя опять-таки по усмотрению (примерно $40+60^\circ$) и ставят это (искусственно поддерживаемое) значение θ в уравнение (97) для определения ε или в уравнение (95) или (96) для определения H .

Если главные размеры L и B не даны (по настоящей постановке задачи), но определяются, то поступают следующим образом.

Сначала в виде конструктивной пробы принимают произвольную длину клиновой поверхности (например, $L = 0,04 \text{ м}$) и определяют по уравнению (100):

$$\theta^2 \cdot (\theta - \theta_1) = \sqrt[2,6]{\frac{76\,000 \cdot V^4 \cdot i^2}{A^2 \cdot \sqrt[1,25]{\varepsilon \cdot L \cdot H^{1,2}}}}$$

и табл. 13 температуру смазочного слоя θ . Если она не выходит за пределы допустимых границ, то устанавливают с определенным значением θ общую ширину клиновой поверхности B по уравнению (99):

$$B = \frac{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{\varepsilon \cdot P' \cdot H^{1,2}} \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}{V \cdot L^{1,2} \cdot i} \text{ м,}$$

причем ε и H вставляются как и в уравнение (100) с равными небольшими значениями (примерно $H = 0,00001$ и $\varepsilon = 0,005$).

Определенное таким путем значение B разлагают затем на составные части $j \cdot B_1 = B$, т. е. деля общую ширину B на ширину B_1 отдельной поверхности скольжения, отделенной по первоначальному предположению, получают требуемое число j клиновых поверхностей, наклоненных в одинаковом направлении. Затем, приняв во внимание, что и для другого направления должно быть такое же количество L м широких клиновых поверхностей, проверяют, останется ли при данной длине башмака между двойными клиновыми поверхностями (по принципу фиг. 2) свободная полоса для плоских опорных поверхностей. Обыкновенно довольствуются, принимая $j = 2$ для каждого направления движения.

Если по формуле (100) и табл. 13 оказывается, что искусственное охлаждение неизбежно, то намечают θ (примерно в $40+60^\circ$) и, исходя

из нее, устанавливают требующуюся общую ширину B клиновых поверхностей по уравнению (99), а вместе с тем и требующееся число j клиновых поверхностей, как показано выше. Определение искусственного отвода теплоты, требующегося для поддержания принятой температуры смазочного слоя θ , производится отдельно, по главе 23.

У продольных подшипников (опять-таки заранее принимая математически простейший случай, что величины B и L даны) в целях определения температуры смазочного слоя нужно вернуться к формуле для θ при данной вязкости.

Если мы подставим в уравнение (115) значение $z = i : (0,1 \cdot \theta)^{2,6}$, то получим по извлечении корня 1,3 степени:

$$(\theta - \theta_1)^{1,3} = \frac{\sqrt{0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot i}}{17 \cdot \pi \cdot A' \cdot d^2 \cdot (l:d)} \cdot \frac{1}{\sqrt{(0,1 \cdot \theta)^{2,6}}} + \frac{\sqrt{640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot i}}{17 \cdot \pi \cdot A' \cdot d^2 \cdot (l:d)} \cdot \frac{1}{\sqrt{(0,1 \cdot \theta)^{2,6}}}$$

или, помножая все уравнение на $\sqrt{(0,1 \cdot \theta)^{2,6}} = (0,1 \cdot \theta)^{1,3}$, получим окончательно:

$$[0,1 \cdot \theta \cdot (\theta - \theta_1)]^{1,3} = \frac{\sqrt{0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot i} + \sqrt{640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot i}}{53,2 \cdot A' \cdot d^2 \cdot (l:d)} \quad (116)$$

Вычисляя числовое значение правой стороны этого уравнения, можно по табл. 16 определить соответствующее значение для θ по предположенной θ_1 . Промежуточные значения определяются при помощи интерполяции.

Таблица 16

Числовые значения произведения $[0,1 \cdot \theta \cdot (\theta - \theta_1)]^{1,3}$ для определения температуры смазочного слоя θ комбинированных поперечно-продольных подшипников при данном смазочном материале

Температура θ смазочного слоя								
	θ	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°
Температура θ_1 окружающего воздуха	$\theta_1 = 10^\circ$	49	205	500	970	1650	2600	3760
	$\theta_1 = 15^\circ$	20	141	400	825	1430	2230	3400
	$\theta_1 = 20^\circ$	—	83	300	675	1240	2000	3100
	$\theta_1 = 25^\circ$	—	34	205	530	1050	1750	2700
	$\theta_1 = 30^\circ$	—	—	121	400	860	1500	2460
	$\theta_1 = 35^\circ$	—	—	49	273	610	1280	2110
	$\theta_1 = 40^\circ$	—	—	—	161	500	1050	1805
	$\theta_1 = 50^\circ$	—	—	—	—	204	615	1230

Подъем клина находят по тому же способу, как и у крейцкопфов по уравнению (97), а толщину смазочного слоя в том случае, если дано было также z , из уравнения (95). Если естественного охлажде-

ния было недостаточно, то ставят в последние уравнения температуру смазочного слоя с намеченным значением θ (поддерживаемую искусственным охлаждением).

Если у продольных подшипников (соответственно постановке задачи) главные размеры не даны, то их определение складывается не так просто, ибо в то время, когда вначале даны только P' и n , общая ширина B клиновых поверхностей связана со средним диаметром упорного кольца, а этот последний, в свою очередь, со средней скоростью скольжения V . В таких случаях целесообразно поступать следующим образом.

После того как в зависимости от прогиба вала соотношения поперечного подшипника или диаметра вала d или передаваемых вращающих усилий к рассчитанному продольному подшипнику является установленным, могут быть приняты определенные предельные размеры для продольного подшипника. При горизонтальных продольных подшипниках с упорными кольцами с обычным направлением вращения при сквозном вале B_1 не должно быть больше радиуса вала в поперечном подшипнике. Для $B_1:L=3$ тогда получается деление окружности на 30 частей, причем каждое второе поле должно быть выполнено в виде клиновой поверхности.

Если внутренний диаметр кольца $D_i=1,1 \text{ } d \text{ м}$ (фиг. 59), то получают для предварительного расчета

$$p_m = \frac{P'}{1,25 \cdot d^2} \text{ кг/м}^2$$

в качестве удельного давления на клиновую поверхность, и

$$B = 7,5 \cdot d \text{ м или } L = 0,168 \cdot d \text{ м}$$

в качестве общей ширины и длины клиновой поверхности. Если взять среднюю силу вращения на среднем диаметре опорного кольца D_m (имеющего внешний диаметр D_a и внутренний диаметр D_i), который делит всю площадь круга кольца на две половины с равной площадью, то

$$D_m = \sqrt{\frac{D_a^2 + D_i^2}{2}}.$$

Отсюда средняя скорость скольжения V при упомянутых предположениях будет

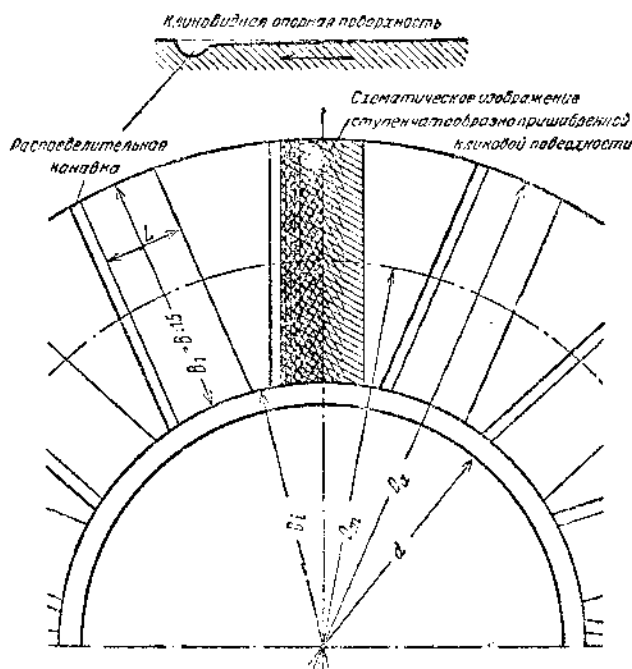
$$V = 0,038 \cdot n \cdot d \text{ м/сек.}$$

Эти значения B и V можно затем ввести в уравнение (116) и с помощью табл. 16 определить в первом приближении температуру смазочного слоя θ . Если она не выходит за пределы, допускаемые при естественном охлаждении, то по уравнению (99) вычисляют с найденным значением θ ширину клиновой поверхности B (из уравнения 99) и делением B на j (равное 15) определяют B_1 — ширину отдельной клиновой поверхности. Если последняя получается меньше $0,5 \cdot d$ (следовательно, меньше предположенной), то обыкновенно доходят до окончательных размеров, сделав второе предположение и повторив расчет с немного уменьшенным D_m . Если же $B_1 > 0,5 \cdot d$, то величина B , а вместе с тем и B_1 может быть понижена

только уменьшением z (меньше 0,005) и H (меньше 0,00001) или же путем применения искусственного охлаждения. Рабочую поверхность большей ширины, чем указано выше, не рекомендуется брать из-за увеличивающейся разницы в скорости скольжения у внутренней и внешней зоны кольца.

То количество теплоты, которое у плоских поверхностей отводится искусственным охлаждением, составляет для крейцкофа по уравнению (103) в общем

$$\lambda' = i - \lambda \text{ кал/час};$$



Фиг. 59. Наибольшие размеры поддерживающих поверхностей для нормального горизонтального продольного подшипника с жесткими клиновыми поверхностями и проходящим валом.

для комбинированных поперечно-продольных подшипников

$$a_2' = p + i - a \text{ кал/час},$$

где взято i — по уравнению (86), λ — по уравнению (88), p — по уравнению (58) и a — по уравнениям (66) и (68); A' — из табл. 12 вместо a . Величина z в названных уравнениях определяется всегда по формуле (67). Данные о количестве масла, потребного для промывки, помещены в главе 23.

Клинообразные поверхности с подъемом меньше 5%₁₀₀ нужно создавать, как уже неоднократно указывалось, путем ступенчатой шабровки, схематически показанной на фиг. 59*. Число ступеней берется

* Ср. также Лихс⁶⁵, "Механическое шабрение".

в зависимости от ширины клиновой поверхности и рекомендуется даже при большой клиновой поверхности (приблизительно $L'' = 40$ мм) сделать каждую ступень не шире 5 мм, тогда последняя (восьмая) зона перешабливается в совокупности семь раз, седьмая только шесть раз и т. д. У восьмой зоны или ступени общую толщину снятого слоя металла по сравнению с пришабренной плоской частью упорного кольца (сегментная поверхность между клиновыми поверхностями) можно проверить при помощи очень тонкой контрольной пластинки. Если результат удовлетворительный, то ступенчатые поверхности еще раз вместе перешабливаются, причем пользуются широким плоским шабером и стружка берется с очень незначительным наклоном к радиальному направлению, следовательно, почти радиально. Вследствие этого наклон клиновых поверхностей получается практически равномерным.

При нормальном подъеме в $50/_{100}$ ($\varepsilon = 0,005$) шлифование клиновых поверхностей нужно производить с помощью шлифовальной шайбы, сточенной конически на один из названных очень маленьких углов, поскольку дело идет о стали, чугуне или бронзе. Особенно выгоден этот метод в том случае, когда дело идет о двойных клиновых поверхностях (для двойного направления вращения), так как шлифовальная шайба в таких случаях может быть изготовлена в виде двойного конуса, что позволяет радиально шлифовать шесть двойных клиновых поверхностей и ограничиваться, следовательно, только тремя проходами.

Краткими выводами из этой главы служит глава 25 „Сводные указания и формулы“. Практические примеры расчета даны в главе 26.

V. Способы смазки, смазочные материалы и материалы для подшипников

20. Способы подачи масел и мазей

По существу различают два вида смазки: *смазку маслами*, когда употребляются жидкие смазочные материалы, и *смазку мазями*, когда употребляются смазочные материалы, переработанные в салообразный вид.

В первом случае подвод смазочного материала, смотря по условиям производства, осуществляется каплями (достаточно или с избытком), без давления, под небольшим давлением и, наконец, под высоким давлением.

При обыкновенной смазке масло под действием силы тяжести капает или сочится на скользящие поверхности или между ними без избыточного давления; поэтому такой способ можно назвать смазкой под низким давлением. Под смазкой со средним давлением понимается подвод масла из высоко расположенного бака или подача насосом, работающим с незначительным давлением. И, наконец, под смазкой под высоким давлением — подвод масла при помощи нагнетательного насоса.

Целесообразнее, однако, установить разницу, с точки зрения смазочной техники, по состоянию смазки трущихся поверхностей.

Если в подшипник подводится столько смазочного средства, сколько он только может воспринять, т. е. столько, сколько требуется для поддержания в течение продолжительного времени наибольшей достижимой толщины смазочного слоя, то достигается полное смазочное действие и в таком случае можно говорить о *полной смазке*. Если смазочного средства подводится меньше, чем может предельно принять подшипник, то толщина смазочного слоя уменьшится по сравнению с наиболее достижимой, ибо потребление смазочного средства сильно уменьшается только при пониженной толщине смазочного слоя. Такую смазку следует назвать *скудной смазкой*.

Сколько масла требует полная смазка подшипника, можно приблизительно установить для вновь проектируемых подшипников посредством расчета, приведенного в главе 23; для подшипников, уже находящихся в эксплуатации, это устанавливается практическим опытом. Если дело идет, например, о капельной масленке, то для того, чтобы дать полную смазку, нужно масленку установить так, чтобы канал, подводящий смазку, был заполнен, ибо только при этом условии будет гарантия, что полная потребность в смазочном материале действительно покрывается все время.

Капельная масленка на практике дает скудную смазку, так как при помощи ее, как известно, никогда нельзя заполнить канал. Таким же недостатком обладают фитильные масленки, игольчатые масленки и смазочные подушки. Так как при скудной смазке, как правило, наступает значительное уменьшение толщины смазочного слоя, а вместе с тем частично возникает металлическое соприкосновение поверхностей скольжения, то названные приборы дают на практике только полужидкостное трение.

Каждый подшипник требует вполне определенного минимального количества масла для того, чтобы состояние смазки его было в наиболее благоприятном состоянии; недостаток масла имеет последствием уменьшение безопасности работы, вернее увеличение трения и износа. Всякое произвольное регулирование притока масла влечет за собою ненормальное влияние на трение; так, уменьшение потребления смазочного средства ведет к изнашиванию и повышенным потерям на трение. Если бы удалось, однако, отделить понятие „потребление масла“ от понятия „потери масла“, то в связи с этим произвольное уменьшение подвода масла потеряло бы всякий практический смысл.

Это разделение понятий достигается при помощи *циркуляционной смазки*. Разрешение вопроса состоит в неограниченном осуществлении полной смазки при длительном повторном употреблении смазочного материала при постоянной циркуляции. Понятие „потребление масла“ теряет вместе с этим всякое хозяйственное значение, а „потери масла“ в собственном смысле этого слова вообще не наступает.

Самой простой формой циркуляционной смазки является кольцевая смазка. Кольцо, сидящее на валу наглухо или свободно, погружается в масляный резервуар, устроенный под вкладышем, откуда оно поднимает налипающее на него масло к верхнему вкладышу, где цапфа сама по себе производит равномерное распределение смазочного материала. Масло подается кольцом в таком обильном коли-

честве, которое во много раз превышает потребность подшипника в смазочном материале при полной смазке. При правильной конструкции подшипника достаточно поэтому одного смазочного кольца при всяких условиях; употребление нескольких колец или, особенно, широкого смазочного кольца поведет за собой лишь излишнее удорожание подшипника.

Подшипники с кольцевой смазкой* являются, пожалуй, самыми простыми, наиболее безопасными в работе и самыми экономными при полной смазке. По характеру конструкции они предназначены для естественного охлаждения, однако при устройстве холодильного змеевика в масляном резервуаре их можно использовать, в известных случаях, также для естественного и искусственного охлаждения. Пригодность подшипника с естественным охлаждением возрастает с увеличением размеров масляного резервуара или кожуха подшипника, ибо с увеличением поверхности корпуса подшипника увеличивается также и его способность «лучеиспускать тепло».

Только создание циркуляционного способа смазки поставило развитие смазочной техники на здоровое и естественное основание. Безнадежным попыткам понизить потребление смазочного материала путем принудительного регулирования притока масла был положен конец и от скудной, но отнюдь не дешевой, перешли к полной смазке. К сожалению, большое хозяйственное значение циркуляционной смазки усвоено еще не всеми, так как еще часто встречается скудная смазка, которая без затруднений и с большой пользой могла бы быть заменена кольцевой смазкой или смазкой при помощи насоса.

Капельная, фитильная, игольчатая и ручная смазки должны употребляться только там, где дело идет о действительно маловажных местах трения с малой скоростью скольжения или о таких местах трения, у которых циркуляционную систему смазки невозможно применить из-за недостатка места или невыгодно из-за высокой стоимости. При этом нужно, однако, считаться не только со стоимостью изготовления самого смазочного устройства, но учитывать также и ожидаемое потребление смазочного масла и износ в практической работе. Для уменьшения трения и износа рекомендуется применение в таких случаях коллоидального графита в качестве прибавки к смазочному средству или применение такого металла для подшипника, который содержит графит. Скудная смазка отнюдь не должна, однако, применяться при больших скоростях скольжения, поскольку имеется намерение добиться той надежности работы, которая дается полной смазкой.

Одним из затруднений, которое ограничивает применение кольцевой смазки, помимо потребности в месте и обязательности горизонтального положения вала, является собственно только величина теплообразования при большом числе оборотов. Но принимая во внимание, что обычные условия естественного охлаждения дают достаточную гарантию и в этом отношении, кольцевую смазку следует предпочесть всякому другому роду смазки, так как она для отдельных подшипников является самой простой, самой дешевой и экономной. Ее надежность в работе, выявленная на основании практи-

* О конструкциях подшипников см. главу 24.

ческих опытов в продолжение десятилетий, может быть характеризована как безупречная, если нет налицо явных недостатков в конструкции или выполнении ее.

Кроме правильной установки вкладышей уделяется особое внимание также смазочным кольцам: у подшипников со свободными кольцами очень важно, чтобы смазочное кольцо было абсолютно круглым (следовательно, тщательно обработано) и не слишком легким. Толстые кольца, которые к тому же должны быть не слишком узкими, чтобы у них не было бокового качания, во-первых, не так легко могут быть погнуты при установке и сборке, а во-вторых, всегда будут иметь достаточное трение на валу, чтобы и при холодном масле захватывать его с собой. При жестком смазочном кольце и при хорошем выполнении его отказ в работе исключается, поскольку смазочное масло остается жидким.

При кольцевой смазке надо обращать внимание еще и на направление нагрузки. Надо избегать ставить подшипники со свободным смазочным кольцом при горизонтальной нагрузке, а подшипники с наглухо прикрепленным кольцом — при вертикальной нагрузке вверх, так как согласно главе 3 направление нагрузки не может совпадать с местом подвода смазочного материала ни у какого рода подшипников (см. также брошюру AWF „Рациональные смазочные канавки“).

Если при данных условиях трения для подшипников с кольцевой смазкой одного естественного или расширенного охлаждения недостаточно, то нужно прибегать к смазке при помощи *промывного насоса*.

Под смазкой при помощи промывного насоса понимается подвод смазочного материала в избыточном количестве при помощи трубопровода из высоко расположенного резервуара или непосредственно из масляного насоса. Таким образом вся система должна быть устроена так, чтобы избыток масла мог стекать обратно в общий резервуар. Признаком полной смазки являются всегда наполненные маслопроводные каналы подшипника, т. е. зазор ненагруженного вкладыша всегда находится под давлением столба масла. (В противоположность этому при скудной смазке зазор ненагруженного вкладыша отчасти или весь наполнен воздухом.)

Чтобы достигнуть полной смазки, не требуется обязательного наличия значительного избыточного давления: нескольких миллиметров масляного столба для этого вполне достаточно. Но от давления в маслопроводе зависит проход смазочного средства через подшипник, а вместе с тем в известной мере и отвод тепла через вытекающий смазочный материал, в какой мере и каким образом, мы увидим в главе 23.

Повышением давления масла мы имеем возможность отвести большее или меньшее количество избыточной теплоты. Если при помощи искусственного охлаждения надо отвести сравнительно немного избыточной теплоты по сравнению с количеством теплоты, отводимой при помощи одного воздушного охлаждения, то для этого достаточно высоко расположенного резервуара с небольшим сравнительно давлением; при большом избытке теплоты требуется уже небольшое давление насосом; при еще большем избытке теплоты употребляется и большее давление насосом.

Если искусственным охлаждением отводится очень значительное количество теплоты (как, например, у подшипников паровых турбин), то уже недостаточно усилить проход масла только через те части зазора, которые находятся под давлением смазочного слоя*, а нужно осуществить усиленную сквозную промывку искусственно расширенного зазора ненагруженной части подшипника. Для этой цели по большей части в средней зоне ненагруженного вкладыша вынимается паз глубиной в несколько миллиметров и шириной приблизительно 0,5—0,7 длины подшипника, чтобы широкий масляный поток постоянно мог обмывать ту часть поверхности цапфы, которая обращена к ненагруженному вкладышу. Масло, подводимое с одной стороны, например, с набегающей стороны подшипника**, проходит через зазор в верхнем вкладыше против направления движения вала и выжимается с другой стороны подшипника, успев за этот промежуток времени охладить вал, причем только небольшая часть этого количества масла будет использована для смазки. Масло, выступившее под давлением из подшипника, потом проходит через холодильник, где от него отнимается теплота, полученная им от нагретого вала и от горячего масла смазочного слоя, и после охлаждения оно снова поступает в подшипник для смазки и охлаждения. Пример расчета охлаждения такого рода подшипника приведен в главе 23.

Если возникает сомнение, будет ли достаточно высоко расположенного резервуара для достижения необходимого отвода теплоты, то прибегают к помощи масляного насоса, т. е. тогда получают возможность в нужном случае поднять масляное давление и тем самым оказать влияние на отвод теплоты или на температуру подшипника, по крайней мере, в определенных границах.

Очень широкое применение находит циркуляционная смазка или смазка под давлением в современных конструкциях поршневых машин как у паровых машин и двигателей внутреннего сгорания, так и у компрессоров, воздуходувок и насосов. Смазкой под давлением здесь достигается не только вполне надежная автоматическая подача смазочного вещества, но вместе с тем она служит и чрезвычайно действительным мероприятием в борьбе с толчками в приводном механизме.

Удары, появляющиеся в подшипниках цапф коленчатого вала и в подшипниках пальца крейцкопфа поршневых машин как результат перемены направления давления и зазора, как известно, тем жестче, чем выше поднимается давление в момент перемены направления и чем больше зазор. Поэтому раньше стремились обезвредить изменение давления путем улучшения индикаторной диаграммы и применением наименьших зазоров; однако это удавалось лишь отчасти и не всегда с полной надежностью. Только экспериментальные работы инж. *Польстера*⁷⁵ показали, что все приспособления, к которым до сих пор прибегали, становятся ненужными, если вместо скудной смазки будет применена полная смазка, именно с давлением по меньшей мере в 0,5 ат. Удары в те моменты, когда меняется направление давления, исчезают тогда и при большом подъеме давления и при большом зазоре.

* См. главу 23.

** Подробнее о набегающей и выбегающей стороне см. главу 3.

Этот поразительный эффект смазки под давлением объясняется значительным смягчающим действием смазочного слоя, находящегося под давлением и, следовательно, определенно препятствующего проникновению воздуха в пространство между цапфой и вкладышем. Подробный разбор этого обстоятельства уже дан в главе 5. Наполненный маслом подшипник действует как масляный буфер, именно тем сильнее, чем вязче употребляемое масло. Повышение давления масла сверх 1 ат по опытам *Польстера* не дает более значительного ослабления толчков, так что давление смазочного масла от 0,5 до 1,0 ат у поршневых машин можно считать вполне достаточным.

Так как согласно этому нужно позаботиться как о достаточном количестве масла, так и о достаточном давлении в смазочном слое, то производится расчет количества масла, подаваемого масляным насосом, или определяется количество проходящего смазочного материала при намеченном давлении насоса. Обильная подача гарантирует и достаточную надежность работы.

У частей, работающих под давлением газа или пара, подвод смазочного средства производят при помощи поршневого насоса, который вдавливает смазочный материал под большим давлением непосредственно в зазор между трущимися поверхностями. Так как при смазке таких частей полная циркуляционная смазка невыполнима и избыток смазочного вещества по большей части недопустим, то обыкновенно части, находящиеся под давлением газа или пара (цилиндры, вернее, поршни паровых машин, моторов внутреннего сгорания, компрессоров, воздуходувок, плоские и поршневые золотники, направляющие шпинделя, поршневые штоки и т. д.), как известно, смазываются более или менее скудно, смотря по характеру установки. В особенности интересна смазка цилиндров, вернее, смазка поршней.

Относительно смазки цилиндров и подвода масла вообще надо заметить следующее.

Смазка поршней, например, паровой машины, производится при самых неблагоприятных обстоятельствах. Смазываемые поверхности имеют цилиндрическую форму, но двигаются в направлении своей продольной оси, а температура настолько высока, что любой смазочный материал становится жидким, как вода (при 20° примерно); поршневые кольца, являющиеся в сущности узкими полосами, прижимаются под давлением к стенкам цилиндра, причем края поршневых колец в общем остры и счищают масло перед собой.

Эти неблагоприятные условия при рабочем противодавлении обостряются еще более. Между внутренней поверхностью поршневых колец и дном пазов возникает установившееся давление пара, среднее значение которого, разумеется, меньше начального давления и больше противодавления и никогда не может быть меньше противодавления. Можно признать вполне правдоподобным предположение, что давление за кольцами в середине будет равно приблизительно половине разницы между начальным давлением и противодавлением; при 18 ат начального давления и 4 ат противодавления это давление между кольцами будет равно $0,5 (18 - 4) = 7$ ат. С этим относительно высоким давлением поршневое кольцо будет в течение долгого времени прижиматься к стенке цилиндра, причем можно

пренебречь сравнительно незначительным собственным давлением кольца, которое пружинит с силой, равняющейся приблизительно $0,3 \text{ кг/см}^2$.

Если эти условия нельзя каким-либо образом улучшить, то налицо будет полусухое трение и вряд ли можно ожидать более благоприятного трения между поршнем и цилиндром; следовательно, работа поршня и цилиндра по отношению друг к другу почти исключительно зависит от выбора соответствующего сорта материала. Значительный износ, а в некоторых случаях нагревание и заедание поршневых колец и цилиндров вследствие чрезмерного теплового расширения и обуславливаемое этим ущемление будут последствием работы при полусухом трении (которое в цилиндрах с перегретым паром очень трудно заменить просто „смазкой паром“) и положение будет тем опаснее, чем выше скорость скольжения*.

Выбор жесткого высокоценного материала для цилиндра**, поршневых колец и поршней, по всей вероятности, во всех случаях будет основой успешной работы поршня. Помимо этого можно указать еще на ряд условий, которые не зависят от технологических свойств отливки поршней и цилиндров.

Сначала надо попытаться создать условия для полужидкостного трения, при котором скорость движения поршня может быть использована для достижения динамического плавления. Это может дать успех, конечно, только в том случае, если одновременно с этим будет налицо достаточно совершенная обработка и соответствующий подвод смазочного материала, так как здесь должно быть достигнуто такое же действие, как и у ровных опорных башмаков.

Для создания плавных клиновых поверхностей, которые при определенных скорости поршня и вязкости масла должны вызвать динамическое плавление, используются как поршневые кольца, так и корпус самого поршня. Фиг. 60 показывает соответствующую конструкцию поршня цилиндра высокого давления (перегретый пар) с узкими составными кольцами. Поршневые кольца имеют плавное закругление краев, показанное в увеличенном виде внизу, в то время как корпус поршня в середине между кольцами снабжен двухсторонними клиновыми опорными поверхностями. Считаясь с большим ожидаемым износом, подъем клина выбирается очень большим.

Поршень, выполненный подобным образом, после полной притирки, т. е. после того как цилиндр и поршень получают безукоризненное зеркало, целесообразно еще раз вынуть, чтобы еще раз тщательно приработать все клиновые поверхности и закругления на переходных местах. При окончательном пуске в ход уже можно будет не ожидать дальнейшего и тем более значительного износа, так как цилиндр и поршень достигнут самой совершенной обработки (именно благодаря приработке кольца вместе с поршнем) и создадут тщательно приработанные клиновые поверхности, которые будут в состоянии выдерживать при жидкостном трении всю нагрузку.

* Очень часто, вернее даже преимущественно, значительный износ поршней поршневых колец и металлической набивки у паровых машин объясняется работой на „нечистом паре“, т. е. на паре, который захватывает с собой котельную накипь.

** Подробнее о рабочих качествах чугуна см. главу 22.

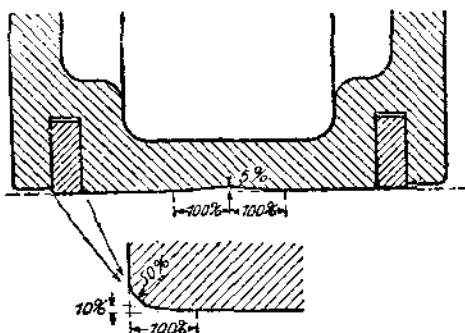
При устройстве закруглений у поршневых колец надо делать это с осторожностью, так как слишком плавные закругления легко могут вызвать хлопанье кольца, что особенно опасно при узких кольцах и при работе на конденсацию.

Предпосылкой для успешной работы с поршнями, оборудованными подобным образом, является правильный подвод смазочного средства.

Смазка паром или подвод масла снизу в середине цилиндра вряд ли дадут возможность получить целесообразную и экономную смазку поршня и поршневых колец. Чтобы использовать устройства на теле поршня клиновые поверхности, нужно смазочное средство вводить обязательно между поршневыми кольцами, чем будет достигнута и экономия в расходе смазочного материала. Для этой цели трубку маслопровода присоединяют неподалеку от конца цилиндра, с таким расчетом, чтобы этот промежуток между стенкой цилиндра и клиновой поверхностью поршня, имеющий форму двойного клина, оставался возможно долгое время в соединении с маслоподводящей трубкой. Смазочное вещество должно подводиться только в течение этого времени так, чтобы смазка поступала всегда только между поршневыми кольцами, но отнюдь не в то время, когда поршень находится на другом конце цилиндра.

Назовем этот плановый подвод смазочного масла в такт ходу поршня, каковой автор этой книги стремился практически осуществить уже в течение нескольких лет, смазкой в такт хода поршня. Как потом оказалось, основная мысль этого способа уже давно осуществлена инж. О. Хазериком в Гамбурге¹⁷, а также проф. В. Эрнстом в Вене¹⁸, помимо других методов, подобных этому, например, подвода смазки через полый шток поршня.

Более тщательные исследования автора показали, однако, что применение одной смазки в такт хода поршня не дает возможности получить желаемое распределение масла. Количество смазочного материала, подводимого в цилиндр за один оборот машины, настолько незначительно (приблизительно от 0,003 до 0,02 см³), что обусловливаемый этим сдвиг масляного столба в маслопроводе измеряется лишь десятитысячными долями миллиметра. Эластичность трубопровода в соединении с плотностью поршня смазочного насоса, а также со сжимаемостью масла (как известно, и жидкости до некоторой степени эластичны), уменьшают эффект давления и при таком незначительном количестве подаваемого масла не дают возможности получить надлежащей подачи масла в нужный момент. Действием нагнетательного насоса достигается только некоторое избыточное напряжение масляного столба, но не выдавливание смазочного масла. Только после того как поршень уже пройдет отверстие канала, по которому масло подводится в цилиндр, и тем самым ослабит противодействие,



Фиг. 60. Клинообразная поддерживающая поверхность у поршня и поршневых колец.

последует выдавливание некоторого количества масла в цилиндр, точно так же, как это происходит и теперь при употреблении насосов, подающих масло независимо от положения поршня в цилиндре, т. е. по существу будет налицо такой же нецелесообразный подвод масла*, при котором масло размазывается поршневыми кольцами по стенкам цилиндра.

Впуск масла в цилиндр именно в тот момент, когда поршень проходит мимо канала, по которому подводится масло, можно осуществить только при помощи предложенной автором *смазки в такт хода поршня с пропуском*, т. е. при помощи такого смазочного приспособления, которое производит подачу масла только через каждые 20—200 ходов машины и соответственно обильнее. Масла при этом приходится на действительный ход насоса в 20—200 раз больше, чем при нормальной смазке, благодаря чему неточность подачи (явления замедления), обусловливаемая эластичностью маслопровода и сжимаемостью масла, уменьшается. Только тогда смазка в такт хода поршня будет практически действительна.

Задержка в подаче смазки объясняется употреблением поршневых насосов большего диаметра, как это имеет место, например, у смазочных прессов Моллерупа, и наконец, несоответствием обратного канала, слишком широким, слишком длинным, слишком часто и резко изогнутым маслопроводом и слишком большим расстоянием между обратным клапаном и местом входа маслопровода в цилиндр. Для смазки в такт хода поршня всегда следует предпочитать узкие, короткие и малоизогнутые маслопроводы с обратными клапанами, устроенными как можно ближе к рабочей поверхности цилиндра.

Обычно рекомендуется подвод масла в цилиндр делать сверху, чтобы смазать и верхнюю половину поршневых колец. Однако при смазке в такт хода поршня с пропуском подвод масла снизу дает вполне удовлетворительные результаты, так как, с одной стороны, довольно трудно приблизить обратный клапан непосредственно к верху рабочей поверхности цилиндра, а с другой стороны, перемежающийся обильный подвод смазки вполне обеспечивает смазку самого тела поршня и нижней половины поршневых колец и в то же время дает удовлетворительную смазку верхних половин колец благодаря образованию между поршневыми кольцами масляных паров.

На фиг. 61 показано схематическое изображение принципа смазки в такт хода поршня для стороны цилиндра поршневой машины, прилегающей к крышке. Чертеж изображает начало впуска масла.

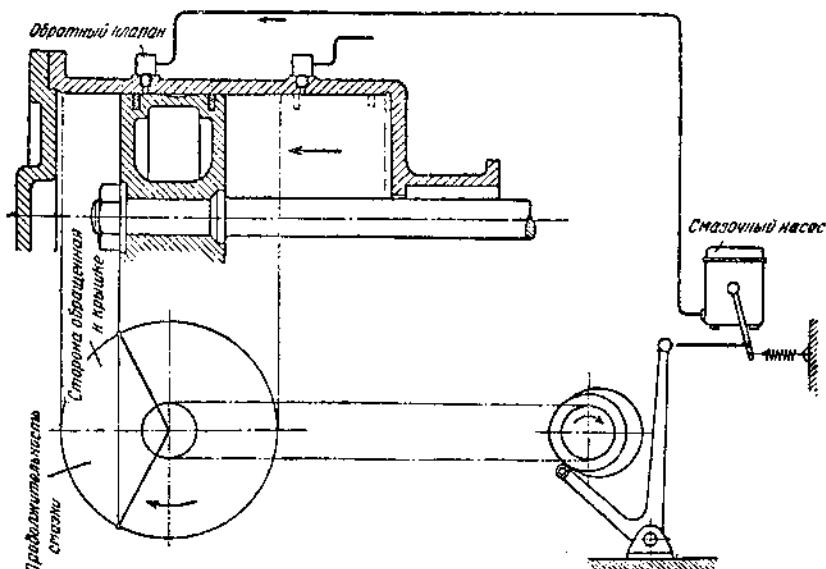
При смазке в такт хода поршня один и тот же поршень насоса не может обслуживать обе стороны цилиндра, так как для того чтобы впустить масло в ту или другую половину цилиндра, нужно переставлять питательный механизм на 180°.

Тот факт, наблюдаемый в практике, что цилиндры, поршни и поршневые кольца многих машин даже после десятилетней работы без ремонта имеют износ только в 1—2 мм, можно объяснить лишь

* На обстоятельном практическом опыте инж. Этцельт (в Вене) показал, что такая задержка в подаче смазочного вещества наблюдается фактически и у современных смазочных насосов, работающих чрезвычайно точно, и, следовательно, причину этого явления следует искать преимущественно в маслопроводе и обратном клапане.

счастливым совпадением многих благоприятных моментов: хороший материал, взятый для изготовления цилиндров, поршней и поршневых колец, сравнительно благоприятные условия работы, смазочный материал, лучшего качества, закругление краев поршней и колец, соответственная конструкция поршневых колец, достаточная опорная поверхность поршня и чистый пар.

Циркуляционная смазка подшипников, о которой говорилось в начале этой главы, предполагает, что загрязнение смазочных масел пылью или иными посторонними веществами совсем не имеет места



Фиг. 61. Схематическое изображение принципа смазки поршня в такт хода (чертеж показывает начало подачи масла к стороне, обращенной к крышке).

или происходит в незначительной мере, так как иначе не только безопасность производства, но и экономический эффект работы может быть поставлен под сомнение. В пыльных производствах следует поэтому прибегать к частой смазке свежим маслом (например, при помощи смазочного насоса), поскольку число оборотов позволяет поддерживать масляный слой. Если дело идет об опасной пыли из частиц с острыми краями (как, например, в каменоломнях, при чистке литья, у шлаковых мельниц, в дорожностроительных машинах и т. д.), то нужно применять консистентные мази независимо от числа оборотов.

Смазка мазями является в данном случае единственно надежным способом для пыльных производств, поскольку мазь подводится в середину подшипника под непрерывным легким давлением. При этом способе мазь постоянно будет выдавливаться на краях подшипника, так что песок, пыль или грязь извне не смогут проникнуть на трущиеся поверхности, как это возможно при смазке мазями без давления в открытых мазевых подшипниках при применении штауферовских масленок.

Ответственные подшипники со смазкой мазями безопаснее всего потому питать при помощи мазовых прессов или при помощи автоматически действующих мазовых масленок. Последние из-за их большой простоты и дешевизны предпочтительнее, в особенности потому, что они не требуют механического привода и в нормальных условиях особого надзора и наблюдения. Поставленные непосредственно на место, они автоматически подводят мазь с самого начала движения цапфы и подают ее в количестве, соответствующем потребности механизма.

Смазка мазями при повышенном числе оборотов по сравнению с правильно поставленной смазкой маслом, конечно, всегда дает немного более высокие потери на трение, но на это не приходится обращать внимания, и в таких случаях, как указано выше, она является более выгодной.

Выводы

1. По состоянию смазки скользящих поверхностей можно различать *скудную* и *полную* смазки. Полная смазка достигается при употреблении масел, если к подшипнику непрерывно подводится столько масла, сколько он только может принять; лишь в таких случаях гарантируется исправная работа механизмов. При незначительной подаче масла смазка получается скудная, т. е. имеется налицо или незначительная толщина смазочного слоя за счет безопасности работы или непосредственное полужидкостное трение.

2. Капельная, фитильная, игольчатая смазки, смазки подушкой и смазка от руки дают практически только скудную смазку, так как трущаяся поверхность получает меньше масла, чем она в состоянии принять. Эти методы смазки поэтому возможно применять только на второстепенных местах.

3. Для достижения экономическим путем полной смазки нужно применять *циркуляционную смазку* — полную смазку при постоянном и повторном применении смазочного материала, находящегося в непрерывной циркуляции. Самая простая, самая дешевая и безопасная форма — кольцевая смазка со свободным или прикрепленным кольцом. В тех случаях когда нужно прибегать к искусственному охлаждению, следует предпочитать промывную смазку или смазку под давлением.

4. Промывная смазка, или смазка под давлением (как полная смазка вообще), характеризуется тем, что канал, подводящий смазку, всегда наполнен, так что слой смазки в ненагруженной части зазора всегда находится под известным давлением и имеет место усиленный отток смазочного материала к обоим концам подшипника. Вытекающее масло охлаждается более или менее сильно при прохождении через каналы, которыми оно улавливается, или сточную трубку и напорный маслопровод, идущий от насоса, так что температура масла, подводимого к подшипнику, всегда ниже температуры вытекающего масла. На этом основывается автоматическое дополнительное охлаждающее действие всякой циркуляционно-промывной смазки.

5. Если нужно отводить очень значительное количество избыточной теплоты (как, например, у подшипников турбомашин), то нужно ненагруженный вкладыш промывать большим количеством масла. Большая часть поступающего в подшипник масла используется для

охлаждения и только небольшая часть масла служит для целей смазки. Масло, выходящее из подшипника, перед повторным употреблением охлаждается в особом холодильнике, совершая при этом непрерывную циркуляцию.

6. У поршневых машин подача масла под давлением от 0,5 до 1,0 ат гарантирует не только полную смазку с достаточным отводом тепла, но также и хорошее смягчение толчков. Этим можно обезвредить даже резкую перемену направления давления, не прибегая к изменению формы индикаторной диаграммы. Обязательного охлаждения вытекающего масла в масляном холодильнике при этом не требуется.

7. С точки зрения смазочной техники смазка под давлением по сравнению с промывочной смазкой — кольцевой или полной капельной смазкой — не дает никаких выгод; она дает лишь усиленное охлаждение и хорошее смягчение толчков. Разбрызгивания и растекания безусловно нужно избегать, так как они ведут к образованию окислительного процесса, а вместе с этим и к загрязнению масла.

8. Для подачи небольшого количества смазочного средства при наличии высокого давления (смазка цилиндров) употребляют только смазочные насосы с несколькими элементами, работающими независимо друг от друга.

9. Основными условиями для хорошей смазки цилиндров (по возможности работа без износа при экономном расходовании масла) является применение клинообразных опорных поверхностей и плавных закруглений у поршней и поршневых колец и подвод смазочного материала в такт хода поршня.

10. При помощи смазки в такт хода поршня с пропусками все смазочное масло, идущее в цилиндр, подводится только к поршню и именно между кольцами, так что масло попадает только на трущиеся части и устраняется излишний расход масла.

11. Подвод смазочного материала при смазке в такт хода поршня производят вблизи конца цилиндра и в том случае, если обратный клапан можно придвинуть непосредственно к рабочей поверхности цилиндра сверху.

12. При смазке в такт хода поршня каждым поршнем насоса можно снабжать только один конец цилиндра; маслопровод должен быть относительно узким, по возможности не длинным и с наименьшим количеством изгибов.

13. Смазка маслами дает по большей части меньшую потерю на трение, чем смазка мазями, при том предположении, однако, что смазочное масло загрязняется незначительно. Для очень пыльного или сорного производства предпочтительнее поэтому смазка мазями, но при этом надо иметь в виду, что жидкостное трение в подшипниках не будет достигнуто.

14. Работа подшипника практически без износа в пыльных и сорных производствах достигается только при употреблении масел, подаваемых под давлением, — проще и надежнее всего при помощи автоматических масленок, подача которыми производится соответственно потребности в мази.

15. Штауферовские масленки недостаточны для ответственных подшипников, смазываемых мазью, так как они работают не автоматически и требуют внимательного, непрерывного наблюдения за собой.

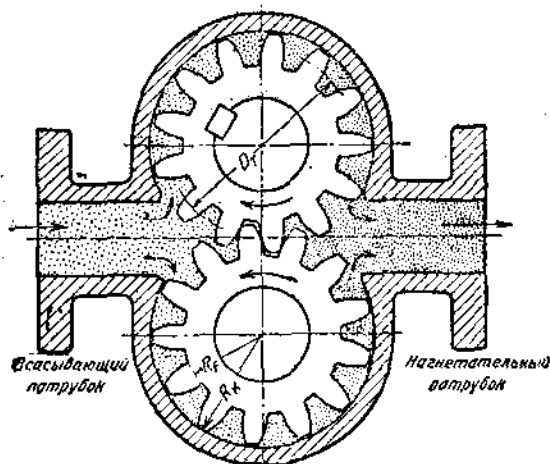
21. Смазочные приборы для масел и мазей

К числу таковых относятся смазочные насосы с клапанами избыточного давления, масляные фильтры, маслоохладители и мазевые прессы или автоматические масляные для одного или многих мест трения.

Смазочные насосы изготовляются для низкого и для высокого давлений. Насосы низкого давления употребляются, главным образом, для смазки подшипников; насосы высокого давления — исключительно для смазки цилиндров. У последних в очень редких случаях точно известно фактическое давление, так как величина его зависит от постоянно изменяющихся производственных условий, в то время как давление у насосов низкого давления может быть твердо установлено

заранее и в большинстве случаев может часто контролироваться.

Самыми распространенными смазочными насосами для промывной смазки и смазки под давлением являются насосы с зубчатыми колесами. Они чрезвычайно просты по своему устройству и в то же время очень надежны, так как у них нет таких чувствительных частей, как поршни, клапаны, шпиндели, шарниры и пр., которые могут отказаться работать по какой-либо случайности и тем самым поставить под угрозу без-



Фиг. 62. Зубчатый насос в схематическом изображении.

опасность работы. Кроме того, цена их такова, что применение возможно и для самых дешевых машин.

Насос с зубчатыми колесами состоит в основном обыкновенно из чугунного кожуха с всасывающим и нагнетательным патрубками и двух зубчатых колес, сцепляющихся друг с другом, из которых одно приводится в движение извне; дно и крышка или две крышки герметически закрывают кожух, не допуская внутрь его внешнего воздуха.

Фиг. 62 показывает насос с зубчатыми колесами и способ его действия в схематическом изображении. Нагнетание масла происходит захватыванием жидкости в промежутки между зубьями со стороны всасывающего патрубка вдоль стенок кожуха к нагнетательному патрубку. Соприкосновение зубчатых колес в месте захвата образует только уплотнение между всасывающим и нагнетательным пространствами, так как продвижения масла здесь не происходит. Различная густота точек на фиг. 62 означает разность давления, увеличивающуюся от всасывающей к нагнетательной стороне*.

* Точное изучение действительных отношений в насосах с зубчатыми колесами показывает, что предположение о линейном подъеме давления от всасывающего к нагнетательному пространству, в особенности у быстро движущихся насосов, может быть принято только с грубым приближением.

Расчет главных данных насоса с зубчатыми колесами производится следующим образом:

Обозначим:

D_T — диаметр начальной окружности зубчатого колеса в сантиметрах;

n_δ — число оборотов зубчатого насоса в минуту;

$\dot{O}_0$ — теоретическая подача масляного насоса в литрах в минуту;

B_δ — ширина по оси или длина (зуба) колеса в сантиметрах;

R_k — радиус наружной окружности зубчатого колеса в сантиметрах;

R_p — радиус внутренней окружности зубчатого колеса в сантиметрах;

Z — число зубьев зубчатого колеса;

M_z — модуль зацепления;

d_δ — диаметр в свету всасывающего и нагнетающего патрубка в миллиметрах.

Теоретическая подача масла зубчатым насосом приближенно составит

$$\dot{O}_0 = \frac{3,5 \cdot B_\delta \cdot n_\delta \cdot (R_k^2 - R_p^2)}{1000} \text{ л/мин.} \quad [117]$$

Действительное количество подаваемого масла при объемной степени действия или степени подачи η составляет

$$\dot{O} = \dot{O}_0 \cdot \eta \text{ л/мин.} \quad [118]$$

Степень подачи составляет в зависимости от масляного давления, величины насоса, числа оборотов и вязкости продвигаемого масла приблизительно от 0,95 до 0,5. В среднем можно принять для наших расчетов $\eta = 0,8$. Ради простоты, именно для сравнения, в большинстве случаев степень подачи совсем не принимают во внимание, т. е. принимают $\eta = 1$.

Число оборотов насоса при цепной передаче, являющейся обычной при циркуляционной смазке поршневых машин, выбирается в границах $n_\delta = 200 \div 500$. Слишком незначительное количество оборотов понижает степень подачи и вызывает необходимость употребления относительно большого насоса, в то время как слишком большое число оборотов не рекомендуется из-за слишком шумного хода зубчатых колес и цепной передачи. (Непосредственно приводимый в движение зубчатый насос для автомоторов до $n_\delta = 2000$ об/мин и более). Само собой разумеется, что маленький насос заставляют работать быстрее, а большой медленнее.

Для новой установки и масляного давления ниже 5 ат выбирают приблизительно ширину зубчатого колеса

$$B_\delta = D_T \text{ см;} \quad [119]$$

число зубьев

$$Z = \frac{10 \cdot D_T}{M_z}; \quad [120]$$

$$M_Z = 0,6 \cdot D_T + 0,8 \cdot D_T, \quad [121]$$

причем большее значение имеет силу для маленьких насосов, а меньшее значение для больших насосов. Само собой разумеется, что вычисленное по уравнению [121] значение модуля должно округляться до целого числа. При помощи уже названных значений: $M_Z = 0,7 \cdot D_T$ и $R_K = 0,5 \cdot D_T + 0,07 \cdot D_T$ или $R_F = 0,5 \cdot D_T - 0,082 \cdot D_T$ см, определяется диаметр начальной окружности и вместе с тем длина зубчатого колеса при требуемой подаче масла $\dot{Q}_o$ и при принятом числе оборотов n_g .

$$D_T = 12,3 \cdot \sqrt{\frac{\dot{Q}_o}{n_g}} \text{ см.} \quad [122]$$

Пользуясь этим приблизительным значением для D_T , можно потом окончательно произвести расчет с округленным модулем.

Чем выше масляное давление, тем короче выбирают относительную ширину $B_o : D_T$ зубчатых колес, чтобы прогиб цапфы в подшипниковой буксе был мал.

При выборе насосных соединений можно было бы составить очень простую, легко запоминаемую формулу, если скорость потока выбрать таким образом, чтобы в формуле для диаметра присоединений содержались округленные числа.

При очень коротком трубопроводе и очень небольшой высоте всасывания (меньше 1 м) можно диаметр всасывающего трубопровода принять равным

$$d_o = 2 \cdot \sqrt{\dot{Q}_o} \text{ мм;} \quad [123]$$

при этом скорость движения масла составляет 5,3 м/сек.

Для нормальной высоты всасывания и нормальной длины маслопровода можно поставить

$$d_o = 3 \cdot \sqrt{\dot{Q}_o} \text{ мм,} \quad [124]$$

при котором скорость движения масла составит 2,35 м/сек.

Для большей высоты всасывания и длинного трубопровода рекомендуется в конце концов

$$d_o = 4 \cdot \sqrt{\dot{Q}_o} \text{ мм,} \quad [125]$$

при котором скорость движения масла составляет только 1,325 м/сек*.

Чтобы всасывающий и нагнетательный патрубки можно было по желанию переменять местами, нагнетательный патрубок делают такой же величины, как и всасывающий.

Каждый насос с зубчатыми колесами должен иметь так называемый обводной механизм (клапан или кран), при помощи которого всасывающее и нагнетательное пространства могли бы быть соеди-

* Расчет подачи масла см. в конце главы 23.

нены друг с другом. Более или менее сильным дросселированием обводного механизма получают возможность перепускать меньшее или большее количество масла из нагнетательного пространства во всасывающее и тем самым регулировать количество подаваемого насосом масла в желаемых границах. При совершенно открытом обводном клапане количество подаваемого масла будет равно приблизительно нулю, в то время как при совершенно закрытом обводном механизме достигается тот максимум подачи, на который насос и рассчитан.

Это устройство выполняет две задачи: во-первых, уменьшает при незначительной потребности в масле (например у новых машин с узким зазором) ненужное напряжение переливного клапана (предохранительный клапан), который в таком случае продолжительно „продувается“, и во-вторых, уменьшает бесполезное потребление энергии при уменьшенной потребности в масле. При совершенно открытом обводном клапане, например, насос практически работает совершенно вхолостую и соответственно этому потребляет мало движущей силы, в то время как насос без обводного клапана всегда работает с полной нагрузкой, хотя бы им подавалась лишь небольшая часть масла. Благодаря уменьшению производительности вследствие дросселирования переливного клапана имеет место бесполезное нагревание масла.

Кроме обводного клапана, отвод которого проведен в щеку всасывающего патрубка, установка, нагнетающая масло, должна иметь у нижнего конца всасывающего трубопровода обратный клапан (всасывающий клапан), с всасывающей сеткой, или всасывающий трубопровод, изогнутый в форме лебединой шейки, чтобы воспрепятствовать автоматическому вытеканию масла при остановках насоса.

О прочем оборудовании нагнетательного трубопровода будет сказано дальше.

Общая нагрузка на каждое зубчатое колесо, которой следует руководствоваться при расчете подшипников для цапф насоса с зубчатыми колесами, составляет приблизительно

$$P_0 = 0,75 \cdot p_0 \cdot D_K \cdot B_0 \text{ кг}, \quad [126]$$

где p_0 — масляное давление насоса в атмосферах;

D_K — диаметр головной окружности зубчатого колеса в сантиметрах;

B_0 — ширина зубчатого колеса в сантиметрах.

Направление силы проходит * приблизительно параллельно линии, соединяющей между собой середины всасывающего и нагнетательного патрубков, — от нагнетательной стороны через продольную ось зубчатого колеса к всасывающей стороне.

Пример 8

Как велики должны быть размеры масляного насоса с зубчатыми колесами для теоретической нагрузки $Q_0 = 25 \text{ л/мин}$, если число оборотов $n_0 = 300$. Давление насоса составляет $p_0 = 1,5 \text{ ат}$.

* В предположении линейного возрастания давления от всасывающего к нагнетательному пространству при совершенной разгрузке промежутков между зубьями.

По уравнению [122] диаметр начальной окружности будет равен приблизительно

$$D_T = 12,3 \cdot \sqrt{\frac{\dot{Q}_o}{n_g}} = 12,3 \cdot \sqrt{\frac{25}{200}} = 12,3 \cdot \frac{1}{2,29} = 5,4 \text{ см.}$$

Так как дело идет о небольшом насосе, то выберем модуль по уравнению [121] равным приблизительно 0,8 D_T . Мы получим тогда

$$M_z = 0,8 \cdot D_T = 0,8 \cdot 5,4 = 4,32.$$

Округлим его до 4. Тогда число зубьев получается

$$Z = \frac{10 \cdot D_T}{M_z} = \frac{10 \cdot 5,4}{4} = 13,5.$$

Возьмем 12 зубьев.

С $M_z = 4$ и $Z = 12$ диаметр начальной окружности будет равен
 $4 \cdot 12 = 48 \text{ мм} = 4,8 \text{ см}$

и радиус головной окружности зубчатого колеса

$$R_k = 0,5 \cdot D_T + 0,1 \cdot M_z = 0,5 \cdot 4,8 + 0,1 \cdot 4 = 2,4 + 0,4 = 2,8 \text{ см;}$$

радиус корневой окружности

$$R_F = 0,5 \cdot D_T = 0,1 \cdot 1,17 \cdot M_z = 2,4 - 0,117 \cdot 4 = 2,4 - 0,468 = 1,932 \text{ см.}$$

По уравнению [117] работа масляного насоса будет

$$\begin{aligned} \dot{Q}_o &= \frac{3,5 \cdot B_g \cdot n_g \cdot (R_k^2 - R_F^2)}{1000} = \frac{3,5 \cdot 4,8 \cdot 300 (2,8^2 - 1,932^2)}{1000} = \\ &= \frac{3,5 \cdot 4,8 \cdot 300 (7,84 - 3,74)}{1000} = \frac{3,5 \cdot 4,8 \cdot 300 \cdot 4,08}{1000}; \\ \dot{Q}_o &= \frac{20600}{1000} = 20,6 \text{ л/мин.} \end{aligned}$$

Если хотят точно получать требуемую производительность, то ширину зубчатого колеса B_g соответственно условиям нагрузки выбирают больше, что при $p_g = 1,5 \text{ ат}$ несомненно было бы рационально.

Мы получим тогда ширину зубчатого колеса

$$B_g = \frac{4,8 \cdot 25}{20,6} = 5,8 \text{ см.}$$

Само собой понятно, что если бы выбрали вместо 12 зубьев 14 или 16, то и ширину зубчатого колеса можно было бы взять соответственно меньше*.

Диаметр всасывающего и нагнетательного патрубков получается для нормальных условий по уравнению [124]:

$$d_g = 3 \cdot \sqrt{\dot{Q}_o} = 3 \cdot \sqrt{25} = 3 \cdot 5 = 15 \text{ мм.}$$

Если хотят обеспечить себе большую надежность в отношении всасывающего трубопровода, то выбирают по уравнению [125]:

$$d_g = 4 \cdot \sqrt{\dot{Q}_o} = 4 \cdot 5 = 20 \text{ мм.}$$

Общая нагрузка зубчатых колес, которая распределится на два подшипника, получается по уравнению [126]:

$$P_g = 0,75 \cdot p_g \cdot D_k \cdot B_g = 0,75 \cdot 1,5 \cdot 5,6 \cdot 5,8 = 36,5 \text{ кг.}$$

* В случае если одному зубчатому колесу дают на один зуб больше, чем другому, получают очень равномерный износ зубьев, так как зубья будут только через p_g оборотов соприкасаться в одном и том же месте. Однако ради дешевизны зубчатые колеса делают по большей части с одинаковым количеством зубьев.

Выбирают по возможности большего диаметра и не слишком длинную цапфу (приблизительно $l:d=1,0$), при незначительном зазоре и весьма точно обработанную. Если пренебречь этой мерой предосторожности, то можно столкнуться с затруднениями в виде нагрева подшипников при высоких давлениях насоса.

Очень важным обстоятельством у смазочных установок под давлением является *постоянная фильтрация* масла. Так как установка всасывающего фильтра не только очень громоздка и дорога, но может кроме того создать опасность для механизма, то нужно всегда применять фильтр под давлением: он более компактен, дешевле и безопаснее в работе.

Затем рекомендуется употреблять фильтр не с параллельными струями, а *фильтр с неразветвленным потоком*, в котором масло, подводимое со всех мест трения, постоянно фильтруется в длительной циркуляции, ибо только таким способом можно без остатка удалить все нечистоты, захватываемые с мест трения.

Осмотр фильтра под давлением вскоре после пуска его в ход показывает, насколько велико количество и как разнообразно происхождение посторонних веществ, отделяемых хорошим фильтром под давлением. Находят не только пыль и крупинки песка, но также стружки чугуна, стальные опилки, окалину и песок из маслоспроводных трубок, кусочки дерева, частицы соломы, ржавчину, волокна хлопка и т. д. Если бы эта „первобытная“ грязь не была отделена в фильтре под давлением, то она, безусловно, попала бы в подшипник, вызвав в высшей степени неприятные последствия — износ подшипника и даже износ цапфы.

В особой работе автора „Износ коленчатого вала и масла в работе двигателя внутреннего сгорания“²⁶ дано схематическое представление о процессе износа вала.

Если толщина смазочного слоя достаточно велика или величина посторонних тел, обнаруживаемых в масле, достаточно мала, то они свободно проходят со смазочным слоем между цапфой и вкладышем; если они средней величины, то они хотя и царапают вкладыш, но все-таки могут проскакивать. Если же посторонние тела значительно больше толщины смазочного слоя, то их затягивает в клиновую щель и они размалываются между валом и вкладышем. При этом осколки с очень острыми краями (например песок) глубоко вдавливаются в белый металл и укрепляются в нем. Вполне очевидно, что такой вкладыш с вкрапленными в него острыми осколками из кварца и других очень твердых пород будет действовать на цапфу, как свинцовый клупп с наждачным порошком.

Как указано в названной статье, „Износ коленчатого вала и масла“, следовало бы отдавать предпочтение матерчатому фильтру, если бы он не обладал сам по себе существенным недостатком: не требовал бы частой смены или очистки вываркой в щелоке, что на практике производится не так надежно, как это требуется. Поэтому в свое время (при введении в конструкцию автомобильных моторов фильтров под давлением) автор был вынужден совсем отказаться от употребления матерчатых фильтров и настолько изменить конструкцию фильтров с металлической тканью, чтобы в отношении фильтрующей способности они не уступали матерчатым фильтрам. Эта задача

была разрешена и привела к результатам, заслуживающим внимания.

Главная выгода фильтров с металлическим полотнищем состоит в том, что фильтрующая пластина сама по себе служит неограниченное время, так как она всегда может быть очищена в несколько минут (промывкой мягкой кистью в жидком масле или бензине).

Для расчета фильтра с мелкоячеистым металлическим полотнищем (специальная фосфорно-бронзовая ткань с числом ячеек от 10 000 до 17 000 на квадратный сантиметр, фабрики металлических изделий Г. Хельме в Хемелингене у Бремена) могут служить согласно опытам автора нижеследующие данные.

Требуемая площадь фильтровальной пластины брутто (следовательно, не только действующий свободный поперечный разрез прохода) будет составлять при свободно вытканном фильтровальном металлическом полотнище

$$F_{\delta} = \frac{\dot{O}_0}{6 V_f} \text{ см}^2, \quad [127]$$

где $\dot{O}_0$ обозначает количество масла в л/мин, проходящее через фильтр, и V_f — фиктивную скорость фильтрования по табл. 17 в м/сек, отнесенную к полной площади фильтровальной пластины без вычета поперечного сечения металлических нитей.

Действительная скорость фильтрования (практически, правда, не слишком интересная) для полного поперечного сечения на 37 или 32% больше скорости фильтрования через пластины 100% свободного поперечного сечения; следовательно, при 17 000 ячеек/см² в $100 : 37 = 2,7$ раза, а при 10 000 ячеек в $100 : 32 = 3,1$ раза больше чем V_f . При установке металлического фильтровального полотнища на перфорированных опорных шайбах, требуемая фильтровальная площадь F_{δ} берется больше в 1,2—1,3 раза.

Таблица 17

Допустимая (фиктивная) скорость фильтрования масла V_f в м/сек в отношении ко всей площади фильтровальной пластины F_{δ} (без опорных шайб).	Ячейки фильтровального полотнища	
	17 000	10 000
	Величина отфильтрованных зерен	
	0,017 мм	0,059 мм
	Свободный поперечный разрез	
	37%	32%
Для керосиновых карбюраторных моторов $V_f =$	0,01	0,009
Для бензиновых двигателей и дизелей $V_f =$	0,015	0,013
Для паровых машин, турбин, зубчатых передач и т. д. $V_f =$	0,02	0,017

Смотря по цели назначения и конструкции фильтра, употребляется одна, две или несколько фильтровальных пластин, располагаемых параллельно друг другу. Нужны ли перфорированные опорные шайбы, решается в зависимости, в первую очередь, от величины, во вторую очередь, от конструкции фильтра или характера закрепления фильтровальных пластин.

Чтобы у непрерывно работающей машинной установки можно было производить очистку фильтра во время работы, устанавливают или двойной переключаемый фильтр или же простой фильтр, снабженный изолированным обводным трубопроводом, об устройстве которого будет сказано ниже.

Пример 9

Определить величину фильтровальной поверхности у однопластинчатого фильтра с опорными шайбами для керосинового карбюраторного двигателя, зная, что количество масла $\dot{O} = 5 \text{ л/мин}$ и ткань имеет $17\,000 \text{ ячеек/см}^2$; при трехпластинчатом фильтре без опорных шайб для бензинового двигателя — при $\dot{O} = 15 \text{ л/мин}$ и $17\,000 \text{ ячеек/см}^2$; при двухпластинчатом фильтре с опорными шайбами для паровой турбины — при $\dot{O} = 300 \text{ л/мин}$ и $10\,000 \text{ ячеек/см}^2$.

В первом случае по формуле [127] и табл. 17

$$F_{\phi} = 1,3 \cdot \frac{\dot{O}}{6 \cdot V_f} = \frac{1,3 \cdot 5}{6 \cdot 0,01} = 108 \text{ см}^2,$$

что соответствует приблизительно 118 мм диаметра при круглой фильтровальной поверхности.

Во втором случае будет

$$F_{\phi} = \frac{\dot{O}}{6 \cdot V_f} = \frac{15}{6 \cdot 0,015} = 167 \text{ см}^2.$$

Отдельные фильтровальные пластины должны иметь поэтому $167:3 \approx 56 \text{ см}^2$ поверхности; при прямоугольном сечении — примерно около $100 \cdot 56 \text{ мм}$.

В третьем случае

$$F_{\phi} = 1,2 \cdot \frac{\dot{O}}{6 \cdot V_f} = \frac{1,2 \cdot 300}{6 \cdot 0,17} = 3540 \text{ см}^2.$$

Отдельные фильтровальные пластины должны иметь, таким образом: $3540:2 = 1670 \text{ см}^2$ поверхности; при круглом поперечном сечении диаметр будет составлять, следовательно, около 460 мм.

Если дело идет об установке, у которой требуется искусственное охлаждение, то в нагнетательном трубопроводе устраивается также маслоохладитель. Охладитель должен ставиться всегда *позади* фильтра, так как масло должно проходить через фильтр в возможно теплом (разжиженном) состоянии, ввиду того что фильтрация в таком случае происходит основательнее и с меньшим сопротивлением.

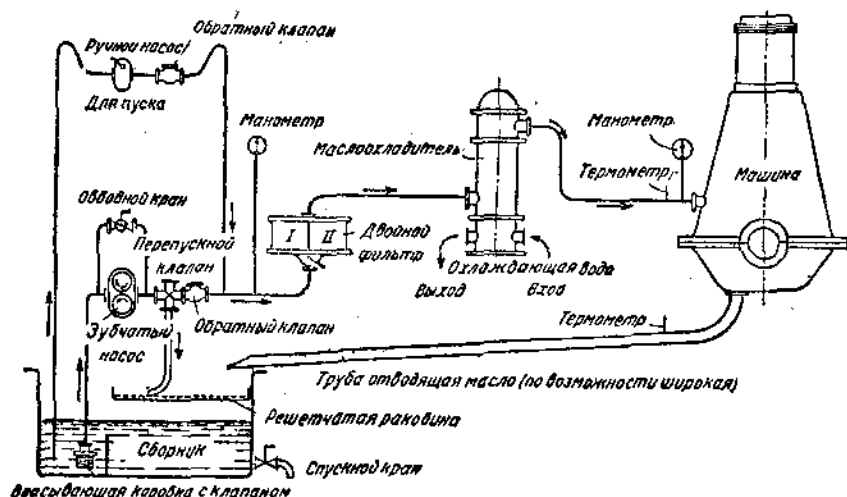
Переливной клапан, который всегда ставится перед фильтром, устанавливается на самое высокое рабочее давление, которое только желательно, и когда давление масла превышает установленную границу, клапан „продувается“. Масло при этом должно свободно сливаться назад в сборочный резервуар через *широкий* трубопровод. У некоторых конструкций масляного насоса целесообразно включать обратный клапан в нагнетательный трубопровод, непосредственно за насосом; этим уменьшают работу вхолостую линии нагнетательного трубопровода.

В тех местах, где от общего масляного потока часть должна ответвляться к какой-либо отдельной детали механизма, ставится

манометр достаточной величины для определения давления масла. Если насос работает на такую установку, в которой неизбежно сильное загрязнение масла, то целесообразно устраивать точно такой же манометр и перед фильтром. Слишком большая разница в показаниях обоих манометров позволяет сделать заключение о требуемом поперечном сечении фильтра и напоминает об очистке фильтра и необходимости переключения двойного фильтра.

На фиг. 63 показана схема целесообразной установки для смазки под давлением у поршневой машины с закрытым картером.

Если искусственное охлаждение не требуется, то отпадает только



Фиг. 63. Схематическое изображение установки для смазки под давлением с обратным охлаждением масла для капсульной машины.

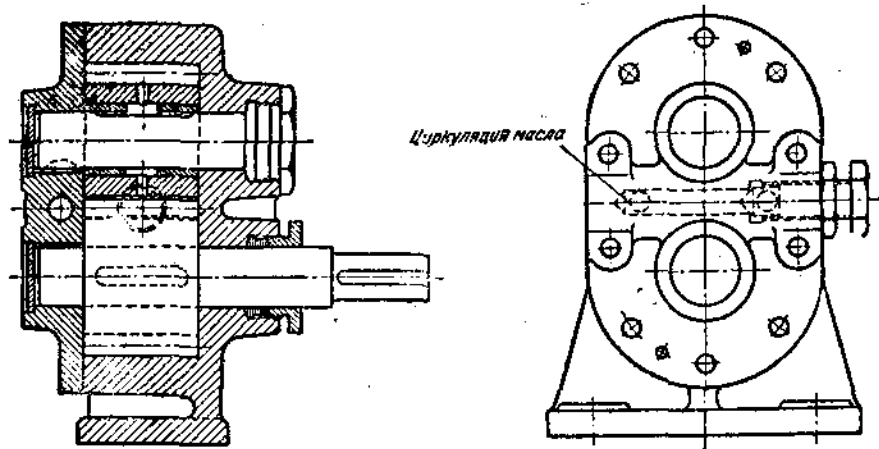
маслоохладитель, в то время как остальные части оборудования целесообразно оставить полностью; только у очень маленьких машин, кроме охладителя и ручного насоса, исключают еще всасывающий клапан, термометр, обратный клапан в напорной линии, обводной кран и манометр перед фильтром. Запорное приспособление не должно устраиваться при смазке под давлением ни в напорном, ни в сточном трубопроводе, ибо запираение сточного трубопровода повлекло бы за собой переполнение машины маслом, запираение же нагнетательного трубопровода может подвергнуть опасности смазочные места или даже испортить напорную линию, если обводной клапан не рассчитан на все количество масла, подаваемого насосом.

Ручной насос, показанный в схеме на фиг. 63, по большей части устраиваемый так же, как и насос с зубчатыми колесами, предназначается для создания во всей напорной линии к*в местах смазки перед пуском машины необходимого масляного давления, чтобы воспрепятствовать могущему быть недостатку масла при пуске в ход. Это мероприятие требуется, естественно, в тех случаях, когда насос с зубчатыми колесами сам приводится в движение от смазываемой машины, как это имеет место по большей части у поршневых машин. Если же масляный насос приводится в движение независимо от об-

служиваемой им машины, то он просто пускается в ход незадолго до пуска машины, так что масляное давление уже достигает своей нормальной высоты к тому моменту, когда главная машина начинает приходить в движение.

Для иллюстрации сказанного приведем несколько примеров конструкций зубчатых масляных насосов, масляных фильтров, маслоохладителей, смазочных насосов для цилиндров и автоматических масленок для подачи мазей.

На фиг. 64 показана зарекомендовавшая себя конструкция зубчатого масляного насоса для стационарных машин. Обращает на себя



Фиг. 64. Зубчатый насос с обводным органом для стационарной машины.

внимание короткая бронзовая букса и перепускной прибор, устроенный между нагнетательным и всасывающим пространством в форме простого запорного винта.

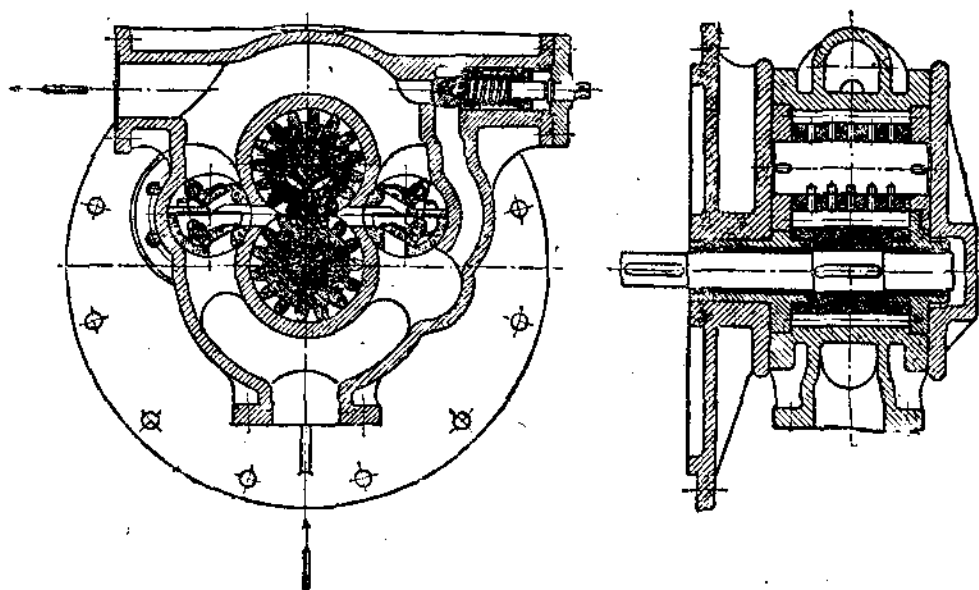
Для машин, которые должны работать в обоих направлениях, как, например, судовые машины, реверсивные двигатели для прокатного стана и т. д., ставятся такие насосы с зубчатыми колесами, которые подают масло в одном направлении при любом направлении вращения. Достигается это применением четырех обратных клапанов, из которых для каждого направления движения находятся в действии каждый раз два, так что подача жидкости насосом производится всегда в одном и том же направлении.

На фиг. 65 показан такой зубчатый насос фабрики Нейдиг в Мангейме, оборудованный приспособлением для разгрузки междузубьевого пространства, сконструированным по патенту Нейдига; это приспособление применяется, главным образом, у медленно вращающихся больших насосов без стрельчатых зубчатых колес.

На фиг. 65 показано устройство перепускного вентиля непосредственно в кожухе насоса. Благодаря этому насос приобретает более компактную форму, однако при таком устройстве нельзя наблюдать за количеством перепускаемого масла. Более удобно в смысле наблюдения устройство перепускного клапана, который в виде особого предохранительного органа включен в нагнетательную линию со свобод-

ным и видимым стоком в собирательный резервуар. У таких установок, у которых потребность в масле вполне установлена и не испытывает сильных колебаний, можно отказаться от применения обводных органов, так как небольшие колебания в подаче будут без затруднений восприниматься перепускным клапаном.

Небольшие насосы с зубчатыми колесами для небольшого давления, устранимые, например, для поршневых машин, не требуют особой разгрузки пространства между зубьями, так как здесь не придается значения потреблению энергии — нагрузка подшипников незначительна. Но при большой производительности насоса и особенно



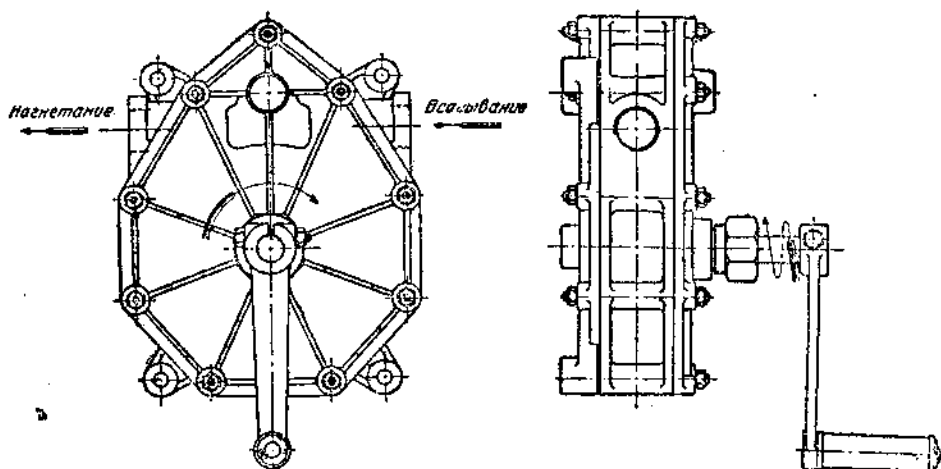
Фиг. 65. Зубчатый насос с неизменным направлением подачи при изменяющемся направлении вращения системы Нейдиг для непосредственного включения.

при высоком давлении описанная совершенная конструкция насоса будет ценной и необходимой.

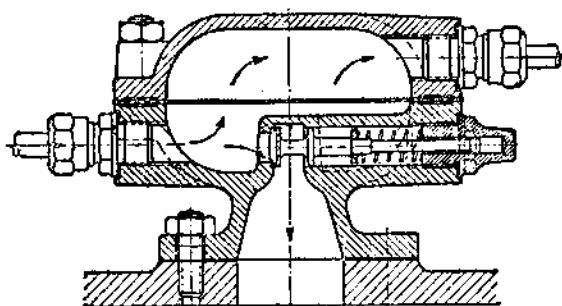
Наконец на фиг. 66 показан ручной насос с зубчатыми колесами системы Нейдиг, который находит себе применение при пуске в ход больших машин со смазкой под давлением и с промывной смазкой.

Очень простая и дешевая конструкция однопластинчатого фильтра с металлическим полотнищем для маленьких машин показана на фиг. 67. Металлическое полотнище снабжено жесткой закраиной, которая в то же время служит для натяжения и уплотнения и делает излишними перфорированные опорные шайбы. Особая выгода этой системы (DRGM) состоит в том, что фильтровальная пластина включает вентиль избыточного давления, помещенный в кожухе, который позволяет стекать избытку масла через пустую фланцевую пятку фильтра непосредственно в машинный кожух.

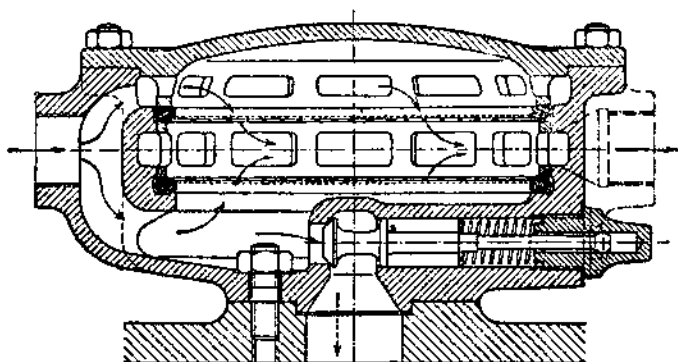
Компактно сконструированный двухпластинчатый фильтр (DRGM. DRGM) в особенности для червячной передачи и для передачи цилин-



Фиг. 66. Ручной зубчатый масляный насос системы Нейдиг.

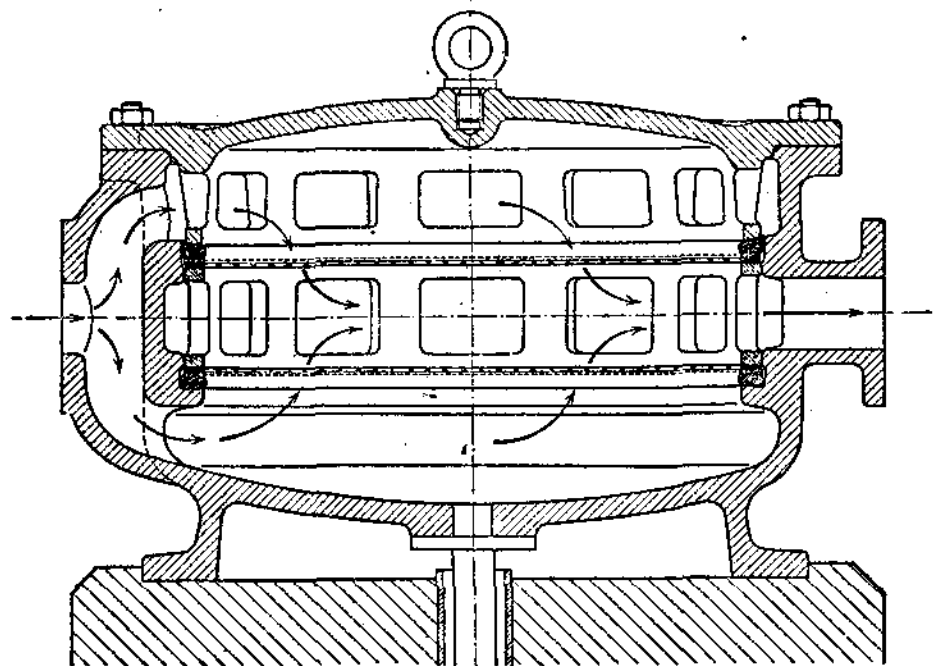


Фиг. 67. Однопластинчатый масляный фильтр системы Фальца с включенным внутрь вентиля избыточного давления для небольших машин.



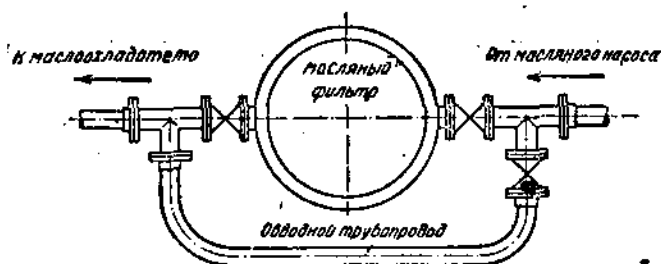
Фиг. 63. Двухпластинчатый масляный фильтр системы Фальца с включенным внутрь вентиля избыточного давления для передаточных механизмов, больших поршневых машин и т. д.

двухчестными зубчатыми колесами, равно как для больших паровых машин, небольших турбин и т. п., показан на фиг. 68. У этой конструкции фильтровальной пластины, снабженной загнутой металличе-



Фиг. 69. Двухпластинчатый большой масляный фильтр системы Фальца для паровых турбин.

ской закраиной, уплотнение производится при помощи особой промежуточной коробочки и бесконечного круглого матерчатого жгута или

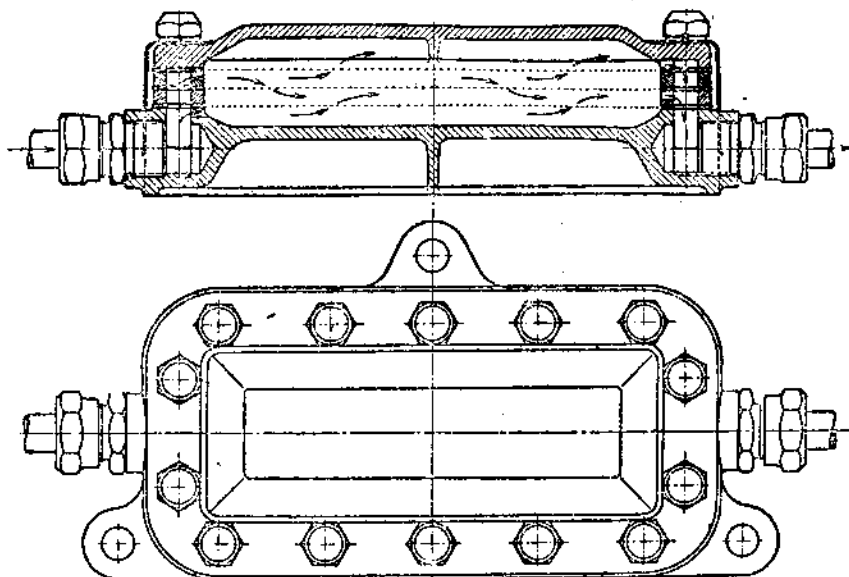


Фиг. 70. Масляный фильтр для паровых турбин, изображенный на рис. 69 с изолированным обводным трубопроводом с целью очистки фильтра во время работы.

резины, стойкой в отношении масла. Очистка и у этого фильтра очень проста, так как немногие его части удобно отделяются друг от друга.

На фиг. 69 показан большой, двухпластинчатый фильтр для паровых турбин (DRGM) с таким же уплотнением фильтровальной

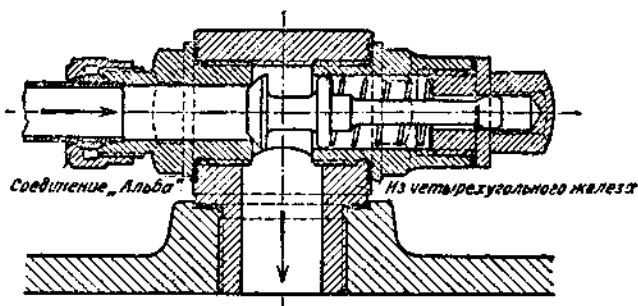
пластины и с установкой на перфорированных опорных шайбах, как и у фильтра, показанного на фиг. 68, в то время как на фиг. 70 показано устройство обводного трубопровода, дающего возможность



Фиг. 71. Многопластинчатый масляный фильтр из легкого металла, по патенту Фальца, для автомобильных двигателей всякого рода.

производить очистку фильтра во время работы. Само собой понятно, что запереть фильтр можно только после того, как будет открыт обводный трубопровод.

Все описанные масляные фильтры снабжены металлическими фильтровальными пластинами из металлического полотна с 17000 или



Фиг. 72. Вентиль избыточного давления (изготовленный из устойчивого материала) для автомобильного масляного фильтра, показанного на фиг. 71.

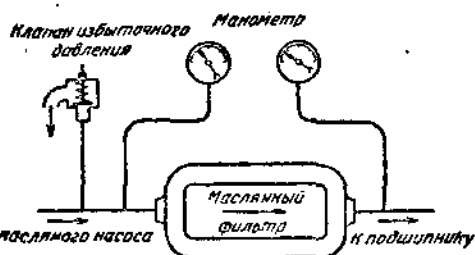
10000 ячеек на 1 см^2 . Названная ткань из фосфористой бронзы почти безгранично прочна и отделяет загрязнения диаметром от 0,047 до 0,059 мм.

На фиг. 71 показан особо компактный многопластинчатый фильтр из легкого металла (D. R. P.) для автомобильных двигателей любого

типа. Металлическое фильтровальное полотно или вставлено (как изображено) отдельно своими жесткими бортиками между рамными

пластинами или же впаяно в рамные пластины из легкого металла, причем последние имеют канал для подвода и отвода смазочного масла. Смотря по величине двигателя и количеству масла, берут от одной до трех фильтровальных рам, так что требуется отдельная модель только для крышки и пластин или рам.

На фиг. 72 показан очень простой и дешевый клапан

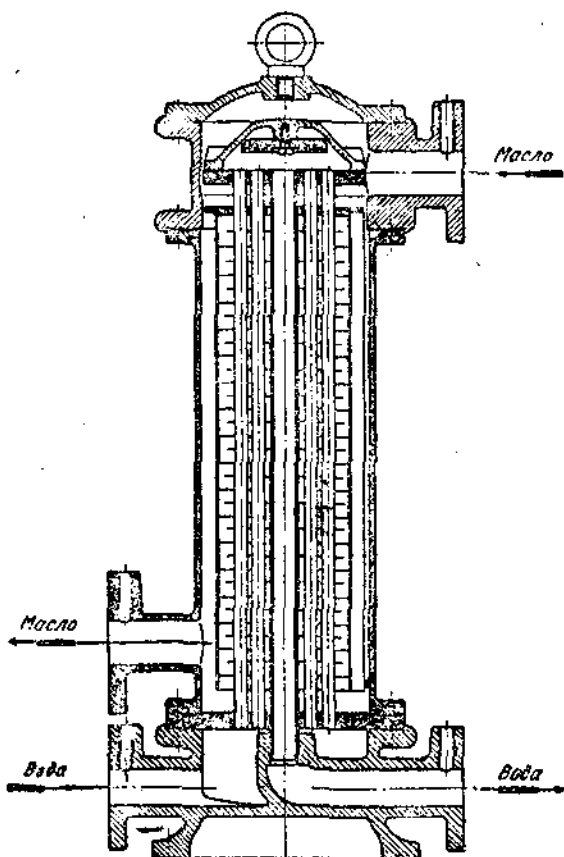


Фиг. 73. Устройство вентилля избыточного давления и контрольного манометра для автомобильного масляного фильтра, показанного на фиг. 71.

для избыточного давления в автомобильном фильтре, на фиг. 73 — устройство клапана и манометра для отсчета масляного давления до фильтра и после фильтра. Целесообразнее всего устройство двойного манометра с двумя колеблющимися одна на другой стрелками на инструментальной доске машиниста, по разнице показаний которого непосредственно видно во всякое время сопротивление масляного фильтра и необходимость очистки его.

Фиг. 74 дает представление о маслоохладителе Нейдиг в продольном разрезе. Конструкция его очень проста, и он употребляется там, где не обращают внимания на местные условия, имеющийся трубопровод и т. п.

Следует обратить внимание на то, что комплект трубок (медные трубки, завальцованные в железное дно) расположен так, что он может быть в случае надобности свободно



Фиг. 74. Масляный охладитель с противотоком системы Нейдиг.

вынут вместе с водяной возвратной камерой, навинченной сверху. Снимая кожух охладителя, тем самым освобождают и трубы.

Так как отложение каких-либо осадков можно ожидать преимущественно только на водяной стороне, то масло пропускают *снаружи* труб, а воду *через* трубы. Вследствие этого очень удобно прочищать трубы после того, как снята крышка холодильника и открыта водяная обратная камера. Направление охлаждающей жидкости, за температурой которой можно постоянно наблюдать при помощи вставленного термометра, целесообразно производить противотоком, как показано на фиг. 71 стрелкой.

Выбор размеров маслоохладителя целесообразно предоставлять тому заводу, который будет изготавливать всю смазочную установку. Само собой разумеется, что необходимо сообщить данные о производительности охладителя в час или минуту в литрах и калориях*, ожидаемую температуру входящего (горячего) масла, желаемую температуру выходящего (охлажденного) масла или температуру воды, которая будет применена в охладителе, и при ограниченных возможностях в отношении охлаждающей воды также количество ее.

Рассмотренные до сих пор масляные насосы (с зубчатыми колесами) применяются для подачи больших количеств масла при сравнительно незначительном давлении, как это имеет место в тех случаях, когда дело идет о промывной смазке и смазке, подаваемой прессом.

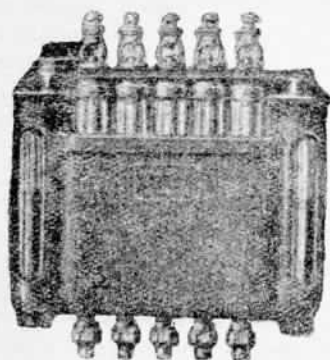
Для подачи смазки под большим давлением и при небольшом количестве смазочного материала рассмотрим еще *смазочные прессы* и *смазочные насосы*. Как те, так и другие находят себе применение почти исключительно для подачи смазки в цилиндры паровых машин, двигателей внутреннего сгорания, компрессоров и воздуходувных машин и значительно реже для смазки движения.

Смазочный пресс, который вообще известен под именем прессы *Моллерупа*, подает масло из сравнительно большого масляного цилиндра, в котором медленно под давлением опускается поршень всегда только к одному какому-либо месту, требующему смазки. Подавать смазку одновременно в несколько мест, даже с совершенно одинаковым противодавлением, практически невозможно. Поэтому приходится ставить столько смазочных прессов, сколько мест нужно снабжать маслом, т. е. создавать громоздкую и неудобную в обслуживании батарею смазочных прессов. Кроме того, в тех случаях когда пресс находится далеко от места впуска масла в механизм, маслопровод получается длинным, и при большом количестве находящегося в нем масла невозможно добиться своевременной и точной подачи масла в достаточно малых количествах.

Эти недостатки вызвали создание употребляющихся в настоящее время конструкций *смазочных насосов* с несколькими отдельными насосными элементами, работающими независимо друг от друга. Каждый из них может рассматриваться как вполне самостоятельный небольшой поршневой насос, который и при высоком противодавлении может подавать с большой надежностью даже небольшое количество смазочного материала.

* Определение по вычисленной теплоте подшипника или по степени механического действия соответствующей машины см. конструкции главы 23.

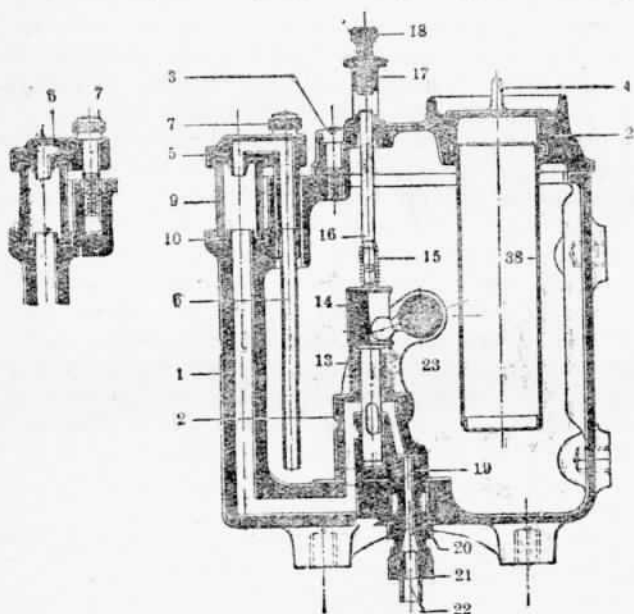
Из многочисленных надежных смазочных насосов, встречающихся на рынке, упомянем в качестве примера лишь о простых и целесообразных конструкциях насосов типа DSI с вращающимися поршнями (фиг. 75, 76 и 77) системы Фридмана, изготавливаемых фабрикой де-Лимон в Дюссельдорфе.



Фиг. 75. Смазочный насос типа DSI системы Фридмана с вращающимися поршнями и видимым контролем капель.

У этого насоса нагнетательный поршень служит одновременно и распределительным поршнем, производя помимо движений взад и вперед также и вращательное движение, так что цилиндр насоса попеременно соединяется то со всасывающим пространством (при сдвиге вверх), то с нагнетательным (при сдвиге вниз).

Насос приводится в движение от эксцентрикового вала 26 (фиг. 77), причем шаровая цапфочка шарнира Гука 25 совершает круговое движение. Чтобы осуществить это движение, нужно, чтобы шарнир Гука 25 мог совершать на своей оси не только колебательное, но одновременно и осевое движение взад и вперед. Благодаря этому будет перемещаться и продольный вал,

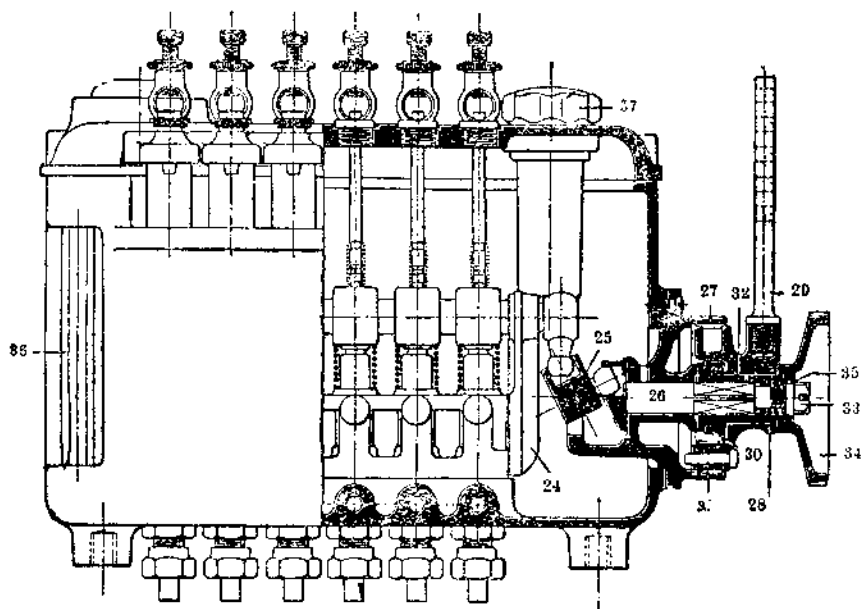


Фиг. 76. Поперечный разрез смазочного насоса, показанного на фиг. 75.

который, в свою очередь, будет сообщать поршню насоса колебательное движение и движение взад и вперед, чем будет достигаться

вращение поршня насоса 14 (фиг. 76) и вместе с этим требуемое распределительное движение. При движении шаровой цапфочки вверх (фиг. 76) поршень под давлением пружины 13 следует за цапфочкой вверх и производит засасывание. Ход прессового поршня насоса вниз происходит принудительно под непосредственным давлением шаровой цапфочки на поршень насоса.

Распределение всасывающих и нагнетательных ходов производится при помощи щели, вырезанной сбоку поршня насоса, которая через осевое отверстие в поршне попеременно связывает пространство цилиндра то со всасывающим, то с нагнетательным трубопроводом. Установочный винт 18 (фиг. 76) ограничивает ход насоса, смотря по



Фиг. 77. Продольный разрез смазочного насоса, показанного на фиг. 75.

желанию, от нуля до полной величины и даст тем самым возможность регулировать подачу в широких границах.

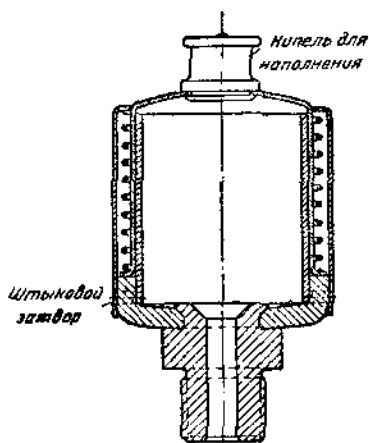
Особым преимуществом этой конструкции насоса является видимое движение поршня в точках 16 и 17 (фиг. 76) и широкое смотровое стекло 9, через которое видно движение масла в обоих направлениях. Следовательно, можно не только в любое время узнать, все ли прессовые поршни насоса работают, но можно также видеть, какое именно количество масла подается к каждому месту трения. Два контрольных стекла (фиг. 75) позволяют, кроме того, контролировать в любое время наличие масла в общем резервуаре насоса.

Для смазки мазями, как уже изложено в главе 20, представляют особый интерес автоматические масленки благодаря их удобному применению. Приборы этого рода, применявшиеся до сих пор, обладают тем недостатком, что после наполнения их мазью они должны

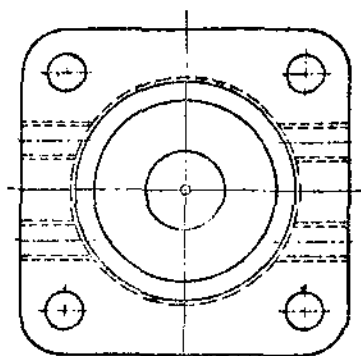
подтягиваться вручную, следовательно, они действуют не вполне автоматически, причем для повторного наполнения маслом маслянка должна развинчиваться, и имеющийся в ней запас мази не виден снаружи. Кроме того, давление мази очень неравномерно (до $\pm 80\%$), и поэтому вначале наблюдается излишняя подача мази, а к концу замечается недостаток ее.

Практически вполне равномерную подачу ($\pm 6\%$) дают маслянки Мевы (механический завод Виндельсбейхе в Билефельде), благодаря чему давление мази может быть очень небольшим и соответственно этому гарантируется очень незначительное потребление смазочного материала.

Наполнение маслянки производится без снятия колпака, защищающего мазь от пыли, и снаружи видно, какой запас мази имеется



Фиг. 78. Масленка Мевы для автоматической и равномерной подачи мази к месту трения.



Фиг. 79. Масленка Мевы, изображенная на фиг. 78, как автоматический центральный смазочный аппарат с несколькими выпускными отверстиями в крепежных фланцах.

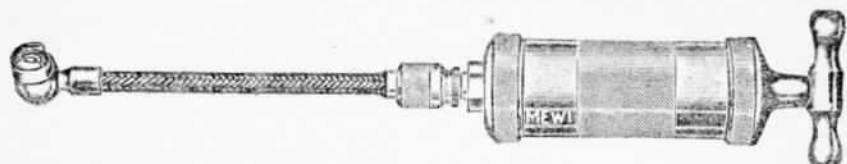
в маслянке. Равномерное давление на мазь производится при помощи спиральной пружины, которая тоже может быть сменена без снятия колпака с корпуса маслянки.

На фиг. 78 показан продольный разрез маслянки Мевы (DRP, DRGM) нормальной конструкции с тугим нарезной головкой. Как видно из фигуры, нипель для наполнения служит для присоединения пресса с маслом с мягким шлангом и мундштуком. Наружная крышка маслянки, закрепляемая штыковым затвором, может быть легко удалена, после чего пружина может быть сменена. Это устройство дает возможность употреблять одну и ту же маслянку для легких и вязких сортов мази или для коротких и длинных питательных каналов.

На фиг. 79 показана горизонтальная проекция маслянки Мевы, представляющая собой автоматически действующий смазочный сосуд с несколькими выпускными отверстиями, проходящими через скрепляющие фланцы. Эта маслянка с успехом применяется в таких слу-

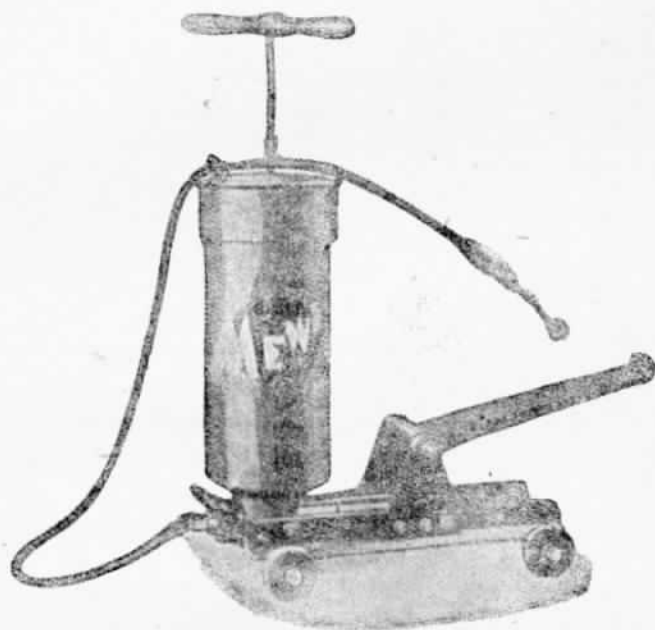
чаях, где имеется несколько смазочных точек с приблизительно одинаковой потребностью в мази.

Для наполнения масленки мазью, что без труда может производиться во время работы, служат обычные ручные пресса, например, шпиндельный пресс Меви, показанный на фиг. 80, или, при большой



Фиг. 80. Ручной пресс Меви для заполнения мазью масленок.

потребности в мази, передвижной большой мазевой пресс „Меви 1000“ (фиг. 81). Последний вмещает в себе до 5 кг мази и свободно приводится в действие рукой (при помощи рукоятки на крышке резервуара) или давлением ноги. Вследствие большой передачи можно без



Фиг. 81. Большой мазевой пресс для быстрого заполнения смазочных мазевых установок.

напряжения достигнуть давления в мази около 300 ат. Помимо разных ручных прессов этот завод изготовляет также пневматически действующие „наспинные пресса“ (компактно построенный большой пресс для мази, который удобно носить на спине), пригодные особенно для смазки элеваторов, ковшевых конвейеров, кранов и транспортных установок, равно как во всех тех случаях, когда передвижной пресс является неприменимым.

1. Самым простым и самым целесообразным насосом для подачи больших количеств смазочных материалов на разную высоту давления, начиная с самой маленькой и до самой большой, является зубчатый насос.

2. Каждый зубчатый насос должен быть оборудован обводным механизмом и пружинным перепускным клапаном, чтобы потребление мощности всегда соответствовало полезному количеству масла и чтобы давление масла могло автоматически держаться постоянным.

3. У каждой установки, подающей масло под давлением, требуется масло, поступающее к местам его потребления, пропускать через мелкосетчатый фильтр для предупреждения износа цапф от загрязняющих масло примесей.

4. Маслоохладитель для искусственного охлаждения смазочного масла ставится всегда в нагнетательной линии, именно *позади* фильтра, так как масло должно проходить через фильтр по возможности еще в теплом (разжиженном) состоянии.

5. Чтобы воспрепятствовать ненужной перегрузке масляного фильтра, масляный перепускной клапан включается всегда *перед* фильтром в нагнетательной линии.

6. Самую удобную очистку при большом сроке службы фильтра и высокой производительности его дают пластинчатые фильтры под давлением из металлической ткани с 10 000 и 17 000 *ячеек/см²* (пластины Хельмса).

7. Надо избегать употребления фильтра во всасывающей линии, так как этим можно нарушить эксплуатационную безопасность (разрыв масляного столба во всасывающей линии).

8. Запорные органы не следует устраивать ни во всасывающей, ни в напорной линии; напротив, целесообразно устройство обратного клапана в напорной линии позади зубчатого насоса в конце всасывающей линии.

9. Ответственный мазевой подшипник должен снабжаться не штауферовскими масленками, а только автоматически действующими мазевыми масленками.

10. Мазевые масленки должны действовать вполне автоматически; количество мази в них должно быть видно снаружи в любой момент; они должны давать сравнительно небольшое давление мази, которое при этом должно оставаться по возможности постоянным, и, наконец, они должны перезаряжаться таким образом, чтобы масленку не надо было открывать.

22. Смазочные материалы и металлы для подшипников

Прежде чем переходить к чисто практическому рассмотрению смазочных материалов, нужно сначала сказать вкратце несколько слов о физико-химических исследованиях в этой области.

Техник рассматривает смазочные материалы, по крайней мере масла, обычно как физически и химически однородное вещество. Из химии нефти между тем давно известно, что смазочные масла представляют собой смесь очень многих компонентов. Опытами Гарди,

Гаркина, Вильсона и Барнарда, Браун, Вильсарма, Трилья, Беккера, Сейера, Мак Дуалля и др. доказано кроме того, что в некоторых случаях на отдельные компоненты смазки может выпасть при работе руководящая роль, например, при так называемой „пограничной смазке“—первой ступени полужидкостного трения.

Смазочное масло, находящееся между поверхностями скольжения, подвергается влиянию силового поля твердых „пограничных поверхностей“, что приводит к образованию ориентирующих, частью прочно приставших ограничивающих слоев, природа которых или прочность их прилипания зависит от физических свойств как твердых ограничивающих плоскостей, так и компонентов масляной смеси. Это распределение слоев, названное „ориентирующим“, является следствием молекулярных сил притяжения между пограничными поверхностями и химическими составными частями смазочного материала.

Подобным же ориентирующим образом, хотя обычно и в более слабой степени, действуют: возникающие, вследствие скольжения, течения в смазочном слое, а также нормальное давление на поверхность скольжения. Таким образом можно говорить о трех различных факторах влияния: 1) силе молекулярного притяжения между ограничивающими поверхностями и смазочным материалом, 2) течении и, наконец, 3) нормальном давлении.

Распределение крайних слоев в силу указанного переменного действия может происходить не только от „полярных соединений“ смазочного материала, но и от „активных ограничивающих плоскостей“. В обоих случаях можно считать, что в результате смазочная пленка образует вблизи от ограничивающих плоскостей двойной или одинарный молекулярный слой. Эту пленку можно охарактеризовать как адсорбционную пленку. Слой, который будет все более и более уплотняться по мере приближения к крайней поверхности, закончится мономолекулярным слоем, плотно прикрепившимся непосредственно к крайней плоскости. Гарди называет его первичным слоем, Вууз, заимствуя от Риттера, — эпиламеном.

Это образование крайнего слоя, которое для предельной смазки, т. е. при чрезвычайно тонких смазочных пленках, считается вполне установленным фактом, должно само по себе иметь место и при более толстых смазочных слоях, причем в этом последнем случае между предельными слоями остается еще зона не распределенного или почти не распределенного смазочного материала, где происходят процессы жидкостного трения. Зоны крайних слоев, направленные к свободному смазочному слою или друг к другу (в случае предельной смазки), будут, очевидно, состоять из слоев довольно легкой подвижности, однако, эта последняя будет, вероятно, все более и более уменьшаться в зависимости от увеличения плотности по мере приближения к поверхностям стенок.

Применив исследование рентгеновскими лучами, Трилья выяснил причину легкой подвижности отдельных слоев некоторых адсорбционных пленок. Последняя объясняется, например, у жирных кислот с ярко выраженной полярностью тем, что благодаря распределению крайних плоскостей создаются плоскости наименьшего сопротивления сдвигу, аналогичные плоскостям наиболее легкой расщепляемости у кристаллов.

Способность прилипания смазочного материала к крайним поверхностям определяется по опытам *Гарди* и *Гаркинса* силой полярности смазочного материала. Сильно полярными являются, например, смазочные материалы с некоторой добавкой кислот (жирных кислот) или триглицеридов; менее полярными — масла с ненасыщенными, а также кислородными или сернистыми соединениями; аполлярными или неполярными являются нейтральные углеводородистые соединения, как, например, парафины.

Согласно практическому опыту смазочной техники высокая способность прилипания смазочной пленки к поверхностям скольжения достигается в случае применения графитированных рабочих поверхностей. Это происходит потому, что масляную пленку гораздо труднее вытеснить с графитированных поверхностей скольжения, чем с чистых металлических поверхностей. Это обстоятельство, как известно, неоднократно было доказано рабочими опытами при недостатке масла (следовательно, в крайней области до сильнейшего полужидкостного трения). Повидимому, при этом дело идет по существу о действии одинакового процесса, как и при употреблении полярных смазочных материалов, так что графитированную поверхность скольжения можно назвать „активной крайней плоскостью“ или активированной рабочей поверхностью. Будет ли при этом происходить образование распределенного крайнего слоя, до сих пор еще не доказано, однако, повидимому, это вполне возможно.

Согласно этому для придания смазочной пленке наивысшей способности прилипания имеется принципиально два пути: или при помощи чистых металлических поверхностей в соединении с полярным смазочным материалом или при помощи нейтрального смазочного материала в соединении с поверхностями скольжения, активированными графитом. (Другие активные с точки зрения смазочной техники поверхности скольжения до сих пор еще неизвестны.) В отношении первой из названных комбинаций необходимо заметить, что смазочный материал, содержащий полярные соединения, или сам по себе не обладает достаточной устойчивостью или же металлические поверхности скольжения с течением времени могут утомиться. Если исключить такие вещества, то прочности прилипания масляной пленки практически можно достигнуть или применением умеренно полярного смазочного материала или применением активных крайних поверхностей в форме графитированных металлических поверхностей, причем графит прибавляется к смазочному веществу в коллоидальной форме или соединяется с подшипниковым металлом органически в графитированный металл.

Если принять во внимание, что сместимость отдельных сегментов смазочного слоя, без сомнения, значительно нарушается вследствие того, что нормально обработанная поверхность скольжения обладает относительно большими неровностями, то неоднократно повторяемое в этой книге указание на уменьшение высоты неровностей более совершенной обработкой и заполнением графитом окажется вдвойне уместным. При этом надо указать на то, что графит вследствие своей чешуйчатообразной структуры не только не препятствует легкой сдвигаемости параллельных слоев, но даже определенно содействует этому, ибо чешуйки, располагаясь в плоскости парал-

лельно направлению потока, распределяются определенным образом.

В литературе неоднократно указывалось как на факт, что дальность влияния крайней плоскости простирается приблизительно на глубину в 0,006 мм, и плоскость распределяет, таким образом, структуру слоев при жидкостном трении (нечто вроде явления индукции) до середины всего смазочного слоя. Хотя в пользу этого предположения до настоящего времени еще не приведено достаточных доказательств, однако некоторые наблюдения позволяют, пожалуй, согласиться с таким выводом. В количественном отношении это влияние мы рассматривать не будем.

Обстоятельный материал по указанным наблюдениям, как и по дальнейшим исследовательским работам, можно получить из статей Блома⁶ и Карплуса⁵⁶ или из книги Вальтера¹⁰¹.

Недавно опубликованная работа Киропулоса² (отчет Германского физического о-ва 1931, 12), подтвержденная опытами, которые имели в виду главным образом исследование распределения течения, заслуживает большого внимания. Выводы этой работы также указывают на то, что графит влияет на уменьшение трения. В. Флэту удалось добиться определения численного выражения распределения смазочного материала при помощи „распределительного эффекта“, определенного электрическим путем (см. Z. d. VDI 1930, 12, стр. 372).

Если же мы рассмотрим результаты всех упомянутых (но еще не решенных) исследований физико-химического характера с точки зрения их пользы для практики, то можно установить прежде всего, что одного значения вязкости, измеряемой тем или иным прибором, недостаточно для расчета поддерживающей способности или трения у подшипников, работающих на крайних слоях. Этот факт сам по себе был до сих пор настолько хорошо известен, что для его подтверждения не надо было приводить более или менее серьезные научные обоснования. Этот факт подтверждается в своей основе и новыми исследованиями, хотя от этого вряд ли приобретает что-либо новое.

Так же обстоит дело и с графитом. Его ценные смазочно-технические качества были давно известны на практике, но только те объяснения, которые давались в отношении достигаемого эффекта, казались не вполне удовлетворительными. И в этом направлении методы физико-химического исследования можно считать шагом вперед в теоретическом познании вопроса.

Следующим пунктом, внесшим ясность в вопрос о смазочных материалах, следует считать научное обоснование повышения прочности прилипания при полужидкостном трении, достигаемом путем прибавления жирных масел; этот факт сам по себе давно уже известен (из работ с компаундированными маслами), а также имеется подробное исследование масел в работе двигателей внутреннего сгорания в отношении характера образующегося нагара (Киропулос²), на необходимость чего указывала еще работа автора „Износ коленчатого вала и роль масла“²⁶.

Так как по названным исследованиям еще не представляется возможным обогатить существующие в настоящее время методы расчета, то мы должны пока удовлетвориться возможностью реализовать в будущем результаты произведенных количественных опытов.

При расчете поддерживающей способности вполне смазанного подшипника (рассчитать несовершенно смазанный подшипник едва ли удастся когда-нибудь) вопрос заключается главным образом в том, чтобы определить ожидаемую толщину смазочного слоя с помощью вязкости, значение которой дано прямо или косвенно. Гидродинамическая теория устанавливает положение вала в зависимости от зазора, нагрузки и числа оборотов, причем принимается во внимание абсолютная вязкость в качестве модуля сдвига для смазочного материала, так как иначе невозможно получить надежных расчетов в области механики жидкостей. Если пренебречь всеми прочими источниками погрешностей, то можно установить, что вычисленная толщина смазочного слоя или работа трения будет больше или меньше тех величин, которые получаются практически. Если для расчета берется соответственно меньшее или большее значение вязкости или характеристики i , то при определении наименьшей толщины смазочного слоя или работы трения между расчетом и опытом наблюдается некоторая согласованность. Для некоторых сочетаний материала поверхностей скольжения и смазки можно получить по всей вероятности согласованность сразу.

Как уже упоминалось в первом издании этой книги, согласованность между расчетом и опытом, являющаяся в сущности целью стремлений, должна достигаться корректированием вязкости, так как влияние смазочного материала, находящегося между трущимися поверхностями, в отношении возникающей толщины смазочного слоя или величины трения, вероятно, во всех случаях может быть выражено изменяющейся (или повидимому изменяющейся) вязкостью. В таком случае примерно устанавливается, что то или иное масло, вследствие слишком незначительной поддерживающей способности, является несоответствующим смазочным материалом или его вязкость в подшипнике „уменьшается“ или „увеличивается“, так что вводится соответствующая поправка для численной величины вязкости.

В наших расчетах поддерживающей способности мы вместо z ввели выражение $\vartheta \cdot z$, причем ϑ означает поправочный коэффициент вязкости, численные значения которого получены из ряда тщательно проведенных сопоставлений между результатами расчета и корреспондирующими практическими результатами вблизи пограничной области.

По всем вероятностям поправочный фактор ϑ зависит от смазочного средства, материала скользящих поверхностей, толщины смазочного слоя, удельного давления, скорости скольжения и обработки поверхности скольжения, так что может потребоваться значительное количество сравнительных опытов. Но вполне возможно также, что многие (и может быть даже большинство) из названных факторов окажутся настолько несущественными, что ими можно будет практически пренебречь. Это предположение, повидимому, уже находит подтверждение в опытах Шнейдера⁸²: колебания величины трения, определенной в 110 отдельных опытах, из которых свыше 30 производились в пограничной области или в области полужидкостного трения при 5 совершенно различных маслах, оказались весьма незначительными (изменения были в пределах $\pm 5\%$), что указывает на чрезвычайно малое молекулярное влияние (поскольку эта разница не

обусловливается другими причинами). Даже при сильнейшем полужидкостном трении результаты были почти одинаковы.

Количественные результаты опытов в молекулярно-физическом направлении стали известны из работы Бюхе⁷, опубликованной несколько позднее работы автора. Исследования были произведены с целью определения теплоты смачивания различными смазочными маслами тончайшего железного порошка и дали для растительных и компаундированных масел более высокое значение, чем для чистых минеральных и смоляных масел. Построенное на этом предположение, что тем самым найдена мера для определения скользкости масла, нашло подтверждение в проведенных вслед за этим опытах трения на чрезвычайно мало смазанных плоских поверхностях скольжения и на поперечном подшипнике при полужидкостном трении и в пограничной области, которые дали при одинаковой вязкости тем меньшее значение трения и большую обильность смазки, чем выше была теплота смачивания примененного масла. Для установления общей поправки к числовой величине вязкости в указанном выше смысле одной этой опытной работы во всяком случае недостаточно, поэтому расчет скользкого подшипника мы должны пока проводить с постоянным фактором $\delta = 1$. Принимая во внимание, что по целому ряду других причин большая точность при расчетах скользкого подшипника и без того невозможна, не следует возлагать больших надежд на практическое значение новых определений.

Рассмотрим теперь вкратце смазочные материалы и сначала именно *жидкие* смазочные масла.

Требования, предъявляемые к маслам в зависимости от тех или иных определенных целей применения, сводятся вкратце к тому, чтобы масло обладало способностью выдерживать достаточную нагрузку (поддерживающей способностью) и *достаточной нейтральностью*.

Первое свойство обнимает вязкость и прочность прилипания, соответствующие целям применения.

Второе качество включает индифферентность в отношении коррозии и физико-химическое постоянство (т. е. практически отсутствие кислот, устойчивость в отношении окисления, отсутствие осадков, не слишком высокую испаряемость и равным образом хорошее дисмульсирование и низкое застывание).

Этот краткий перечень основных качеств, которыми смазочное масло должно обладать, чтобы соответствовать своему назначению, может служить только для общей ориентировки; более подробное освещение того или иного свойства масла, правила приемки и методов испытаний смазочных масел дается в специальной литературе. Помимо объемистого труда Хольде⁵¹, предназначенного главным образом для специалистов по смазочным материалам, можно использовать книги следующих авторов: Ашер¹, „Общий обзор данных о происхождении, добыче, выборе и испытании смазочных материалов“; Элс¹⁶, „Происхождение, качество, приемка и в особенности правильное практическое применение и оценка смазочных масел и мазей“; Вальтер¹⁰¹, „Краткие данные о значении смазки, изготовлении, химической структуре и анализе смазочных масел“ с обширным указателем источников. Чрезвычайно ценным для практики является, нако-

нец, общеизвестное „Руководство по закупке и испытанию смазочных материалов“ О-ва немецких металлургов и Германского союза по испытанию технических материалов (Комиссия IX), из которого можно позаимствовать классификацию и характеристику, цели применения, данные о требованиях и методах испытаний всех употребляющихся масел и мазей. Поэтому здесь можно ограничиться только несколькими отдельными указаниями общего характера.

В качестве смазочных масел в настоящее время применяются почти исключительно минеральные масла из нефти вследствие их большого постоянства. Однако так называемая „переделка“ минеральных масел в компаундированные (прибавка небольших количеств растительных масел и животных жиров) для многих целей очень желательна, так как, благодаря этому повышается при полужидком трении прочность прилипания.

Минеральные смазочные масла можно подразделить на следующие группы:

Остаточные масла. Получаются в качестве остатка из сырой нефти после отгонки из нее бензина и керосина, а в некоторых случаях еще средних и тяжелых составных частей (цилиндровые масла, масла для осевых подшипников, малоценные смазочные масла).

Дестиллаты. Получаются в виде так называемых фракций из сырой нефти перегонкой в более или менее узких границах кипения (цилиндровые масла, масла для приводных механизмов, масла для динамомашин, обыкновенные машинные масла).

Рафинаты. Получаются из дестиллатов или концентратов очисткой кислотой, щелочью и промывкой или фильтрацией через флоридин или костяной уголь без обработки кислотой (лучшие цилиндрические масла, масла для смазки подшипников, для двигателей внутреннего сгорания, распределительных механизмов машин-двигателей, динамомашин, текстильных машин).

Рафинаты должны употребляться во всех тех случаях, когда масло подвергается сильным и продолжительным физическим и химическим напряжениям, которых не могут выдержать обыкновенные дестиллаты из-за своего малого постоянства. В менее тяжелых условиях и кроме того там, где масло не может быть получено обратно для повторного использования, достаточно в большинстве случаев дестиллатов или же остаточных масел. С составными маслами, несмотря на их неоспоримо высокую прочность прилипания, необходимо соблюдать известную осторожность, так как вследствие появления свободных жирных кислот поверхности скользящие могут быть повреждены. На это надо обращать внимание как у установок с циркуляционной системой смазки, так и при смазке паровых цилиндров, в особенности при обратном питании котлов конденсатом, так как продукты разложения жиров никогда не могут быть вполне отделены от конденсата.

Удельный вес масла не характеризует непосредственно ни смазочных качеств ни устойчивости. Но косвенно он может, пожалуй, дать основание для заключения о качестве масел, ибо по нему в некоторых случаях можно судить о происхождении или классе масла. Известные пенсильванские масла, например, характеризуются своим чрезвычайно низким удельным весом.

Также и температура вспышки не имеет ничего общего со смазочной способностью. У машинных масел она служит главным образом показателем испаряемости. Если же при высокой температуре (например, у капсюльных машин) опасаются или считают недопустимым образование газов и наполнения машинного помещения масляными испарениями, то и к машинным маслам предъявляют требование сравнительно высокой температуры вспышки (до 200—210°). Во всех остальных случаях требование высокой температуры вспышки не имеет никакого обоснования и лишь бесцельно повышает цену масла.

Все сказанное имеет силу и в отношении двигателей внутреннего сгорания. Слишком сильное образование газов следует избегать, но все-таки температура вспышки не должна быть очень высока, чтобы то масло, которое попадает в камеру сгорания, сгорало в цилиндре без остатка. Статья автора „Износ коленчатого вала и роль масла в работе двигателей внутреннего сгорания“²⁶ более подробно останавливается на вопросе выбора масла для моторов (см. также и более позднюю работу Киропулоса⁶²).

Температура застывания, т. е. та температура, при которой масло перестает быть жидким, является важным качеством для машин, работающих при очень низкой температуре (самолеты, автомобили, рельсовые экипажи, холодильные машины и т. п.). В таких случаях выбирают температуру застывания от —5 до —25° Ц.

Содержание воды в масле имеет значение главным образом для фитильной смазки. Воды не должно быть больше 0,5%, так как иначе всасывающая способность фитиля слишком сильно понижается.

Содержание золы характеризует количество твердых составных частей, которые остаются при сжигании масла и могут, например, в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания вызвать преждевременный износ. Для большинства смазочных масел содержание золы допускается в пределах от 0,2 до 2%.

Способностью масла эмульсироваться называется свойство масла после смешения с водой (теплой) не выделяться из смеси. Масла для паровых турбин совсем не должны эмульсироваться.

Кислотное число является мерой общего содержания кислот в масле. У чистых минеральных масел оно может, смотря по целям их назначения, составлять приблизительно от 0,2 до 1,4; у составных масел до 6. Наивысшее кислотное число, указанное для минеральных масел, относится к цилиндрическим маслам.

Содержание асфальта у лучших смазочных масел, употребляемых для подшипников, должно быть равно нулю или приблизительно нулю, если хотят быть гарантированными от образования осадков; у масел для цилиндров паровых машин допускается содержание твердого асфальта от 0,2 до 0,5%.

Вязкость масла ни в коем случае не служит характерным признаком доброкачественности масла, а лишь мерой его сопротивления сдвигу или поддерживающей способности. (Высокая стоимость вязких масел по сравнению с маловязкими объясняется исключительно стоимостью изготовления или получения первых.) Вязкость смазочного масла должна быть настолько велика, чтобы при данном давлении и скорости скольжения цапфы не происходило обоюдного соприкосновения поверхностей скольжения и тем самым обеспечивалось жидкост-

ное трение. Чем дальше заходит процесс скольжения в область полужидкостного трения, тем важнее становится прочность прилипания смазочного материала и тем сильнее влияние графитированных поверхностей скольжения и составных или (в предельных случаях) растительных смазочных масел.

Однако эти данные отнюдь не должны служить основанием для конструктора довольствоваться полужидкостным трением (даже если при последнем и получается очень благоприятный коэффициент трения), так как *достижением в смазочной технике является не абсолютно наименьшее трение, а скорее работа без износа и повышенная надежность работы.* И то и другое не достигается, однако, при полужидкостном трении. Чистое же жидкостное трение обеспечивается лишь усовершенствованием подшипника, т. е. правильным выбором зазора и самой тщательной обработкой поверхностей скольжения (как указано в предыдущих главах) при правильном выборе смазочного масла.

Наиболее целесообразная вязкость может быть вычислена или определена экспериментальным путем. *Ход вычисления, которое возможно только в том случае, если известен зазор, дана нагрузка, число оборотов и толщина цапфы, указан в главах 18, 19, 25 и 26.*

При определении наиболее выгодной вязкости масла экспериментальным путем, т. е. измерением трения подшипника при работе его на жидком или густом масле, всегда надо иметь в виду, что наименьшее потребление движущей силы достигается при *полужидкостном трении.* Однако надежность работы, т. е. возможность безболезненно переносить изменения давления и скорости, при этом довольно незначительна и работа происходит не без износа. По этой причине то самое масло, на котором достигается наименьшее трение, еще не является самым выгодным с производственно-технической точки зрения. Самым выгодным будет то масло, которое при рабочей температуре обладает *немного большей вязкостью,* вследствие чего можно еще рассчитывать на чистое жидкостное трение, на работу без износа и большую надежность работы. Немного увеличенная потеря на трение не имеет большого практического значения—надежность работы всегда должна покупаться ценой увеличенного жидкостного трения.

Проверка многих работающих механизмов показала, что в большей части принято смазывать слабо нагруженные, быстро вращающиеся валы слишком густым маслом, а тяжело нагруженные, медленно вращающиеся цапфы, наоборот, слишком жидким маслом. В первом случае происходит только ненужная потеря движущей силы, причем имеется, однако, запас прочности в отношении повышенного давления, т. е. имеется большая надежность работы; во втором случае надежность работы быстро убывает и может дойти до нуля, причем расход энергии на преодоление трения при не слишком высоком удельном давлении еще сравнительно мал, но при очень высоких удельных давлениях расход энергии сильно и резко повышается. При очень высоком удельном давлении и недостаточно вязком смазочном средстве наступает очень неустойчивая стадия полужидкостного трения, которое при заметном износе все более и более приближается к полусухому трению.

С точки зрения надежности работы лучше выбрать более густое масло, чем более жидкое, так как усиленное нагревание может последовать только при слишком небольшой вязкости; оно никогда не имеет места при слишком высокой вязкости. При высокой вязкости масла подшипник, конечно, до известной степени будет работать теплым, но в конце концов у него температура всегда сама отрегулируется, в то время как при полужидкостном трении, вследствие слишком незначительной вязкости, может наступить состояние неустойчивости—не будет налицо тех условий, при которых возможна саморегулировка температуры, и последняя может повыситься до таких пределов, при которых наступает опасность для работы подшипника. Для больших цапф, которые работают при наивысшем числе оборотов с удельным давлением, остающимся постоянным, часто самое жидкое масло, которое можно получить на рынке, является еще слишком густым, как это, например, имеет место у поперечных подшипников паровых турбин.

Практическое определение характера трения подшипника по крайней мере в грубой, приблизительной форме незатруднительно: если надо установить с каким трением работает подшипник—с жидкостным или полужидкостным,—то измеряют установившуюся температуру подшипника, затем выпускают все масло и заполняют подшипник более вязким маслом. Когда температура вновь установится, что продолжается обыкновенно от 4 до 5 час., опять измеряют в том же самом месте температуру; если она выше первоначальной, то налицо жидкостное трение, в противном случае—возрастающее полужидкостное трение. Если заметной разницы в температуре не установлено, то, следовательно, подшипник работает с минимумом трения, т. е. по всей вероятности, при полужидкостном трении.

Точная картина различного состояния трения получается, конечно, только при повторении опытов с 3—4 маслами различной вязкости, но по возможности одинакового происхождения или с одинаковым характером вязкости. По абсциссе наносят вязкость (так как дело идет только о сравнительных величинах, то вязкость употребляемых в опыте масел можно брать прямо в градусах по Энглеру, например, при 50°), по ординате определенную температуру подшипника или лучше разницу между температурой подшипника и воздуха. Из нанесенных точек в результате получают при правильном выполнении опыта кривую с более или менее правильно выраженным минимумом.

Масла, температурные точки которых будут влево от минимума, дадут сильное полужидкостное трение и, следовательно, они должны быть забракованы; те же масла, температурные точки которых лежат вправо от минимума, дают жидкостное трение и вместе с тем возрастающую работу без износа. Выбирая масло, температурная точка которого находится на левой, возрастающей ветви кривой, вблизи от минимума, можно рассчитывать на получение жидкостного трения при наименьшем коэффициенте трения; выбирая же масло, дающее наивысшую точку в правой части кривой, получают у неперегруженных подшипников жидкостное трение при увеличенной надежности работы, но при повышенной потере энергии на трение. Насколько должна быть повышена надежность работы за счет повышения трения, можно решить только на основе производственных условий. Если в процессе

работы будет частое, резкое повышение нагрузки, то нужно брать такое масло, температурная точка которого находится дальше от минимума трения.

Масло, выбранное таким путем, не будет являться „лучшим“ по сравнению с другим. Этот метод лишь указывает, что *выбранное масло для данного случая обладает соответствующей вязкостью.*

Само собой разумеется, что такие опыты можно производить только при постоянных, не меняющихся нагрузке и числе оборотов, так как иначе можно получить совершенно неправильные результаты. Небольшие колебания при этом большого значения не имеют, так как изменения в температуре происходят не скачками, а постепенно.

По вязкости при 50° смазочные масла можно разбить приблизительно следующим образом*:

от 1,2 до 2,0	по Энглеру при 50°—веретенные масла;
„ 2,0 „ 3,5 „ „ „	50°—легкие машинные масла;
„ 3,5 „ 6,0 „ „ „	50°—средние машинные масла;
„ 6,0 „ 20 „ „ „	50°—тяжелые машинные масла;
„ 20 „ 60 „ „ „	50°—цилиндровые масла.

У цилиндрических масел, употребляемых для смазки нагретых паром поршней, вязкость не имеет решающего значения, ибо вязкость всех масел при температуре горячего пара приблизительно одинакова, именно чуть-чуть больше вязкости воды при комнатной температуре. В случае применения масла высокой вязкости может оказаться, что масло получится с большим содержанием асфальта, так как свободные от асфальта цилиндрические масла никогда не обладают чрезмерно высокой вязкостью. Содержание же асфальта дает, как известно, очень неприятные уплотнения и вызывает образование нагара в паровом цилиндре; этих явлений нужно по возможности избегать.

Точно так же обстоит дело и с температурой вспышки. По старой традиции, которая, очевидно, возникла еще во времена насыщенного пара, и теперь еще требуют, чтобы температура вспышки цилиндрического масла была на 10—20° выше температуры пара. Между тем о возможности выполнить это требование совершенно не задумываются, так как, очевидно, мало кому известно, что при температуре вспышки свыше 350° можно получить вместо цилиндрического масла только асфальт или пек.

Машины высокого давления, работающие перегретым паром с температурой перегрева свыше 450°, при таком требовании вообще не могли бы получить для себя цилиндрического масла.

По этой причине нужно избегать чрезмерных требований в отношении вязкости и температуры вспышки, нужно лишь стремиться получить по возможности чистые масла, не содержащие в себе асфальта и золы, чтобы совершенно избежать нагара в цилиндре. Подобного рода масла, являясь чистыми цилиндрическими маслами для перегретого пара с температурой вспышки около 325°, будут достаточны для существующих в настоящее время наивысших перегревов

* В основании числового значения абсолютной вязкости положен удельный вес, равный 0,9.

и будут иметь ту наивысшую вязкость, которая еще достижима у безуглеродных масел.

В современную эпоху реализации отработанного пара особую важность приобретает возможно полное отделение цилиндрического масла от мягкого пара: во-первых, для того чтобы уменьшить загрязнение и помехи в передаче тепла поверхностями нагрева и дымогарными или водяными трубами и тем устранить опасность перегорания и повреждения жаровых или водяных труб при работе котла, а с другой стороны, чтобы вернуть обратно хотя бы некоторую часть цилиндрического масла. Это возможно в тех случаях, когда масло мало способно давать прочную эмульсию с паром, так как омыленное масло обыкновенными средствами нельзя отделить ни из потока пара ни из конденсата. Поэтому составные масла будут особенно пригодны для машин со свободным выхлопом, следовательно, там, где не нужно заботиться об отделении масла или об обратном засасывании конденсата.

Экономная смазка цилиндров достигается не путем применения более дешевого цилиндрического масла, а только целесообразным и благодаря этому количественно уменьшенным подводом масла наилучшего качества, как подробно изложено в конце главы 20. При правильном применении метода смазки в такт хода с пропуском смазка дорогими цилиндрическими маслами высокого качества будет экономичнее и, прежде всего, надежнее, чем обычная смазка цилиндров дешевыми маслами с образованием осадков и нецелесообразным подводом масла непосредственно в цилиндр, не принимая во внимание положения поршня.

При покупке масел не нужно (по крайней мере в тех случаях, когда дело идет о маслах для ответственных машин или для циркуляционной смазки) отдавать предпочтение дешевым маслам, а следует больше обращать внимание на качества и на способность продукта долгое время оставаться однородным, ибо эти свойства, как правило, делают дорогие масла самыми экономичными. Чрезмерная коммерческая „деловитость“, выражающаяся в приобретении более дешевых масел, причиняет большие убытки промышленным предприятиям и железным дорогам, являясь причиной повреждения машин и вызывая большие расходы на ремонт и простоя.

Мази разделяются в основном на две группы: мази на известковом основании и мази на натровом основании. К первым относятся обыкновенные машинные или штаufferовские мази, которые мало постоянны и, будучи нагреты до температуры плавления, разделяются на масло и известковое мыло и после этого уже не могут быть использованы в качестве мази. Для ответственных мест нужно поэтому употреблять машинные мази более высокого качества. Особую группу среди известковых масел образуют так называемые автоклавные мази, которые не разделяются на масло и мыло после неоднократного нагревания и охлаждения.

Мази на натровом основании характеризуются большими постоянством и способностью прилипания и изготавливаются с точкой каплепадения до 80° и выше (современные мази Макуея выпускаются, например, с точкой каплепадения до 220°). Этого рода мази весьма пригодны для смазки подшипников, работающих при очень высокой температуре, и поэтому они называются также постоянными мазями,

или мазями для горячих подшипников. Структура этих масел в противоположность вполне ровному салообразному состоянию известковых масел чрезвычайно губчатая, чем она, главным образом, и отличается по своему внешнему виду.

Для подшипников, работающих в холодной воде или обрызгиваемых теплой водой, употребляются мази, не чувствительные к воде.

Для автоматических масленок нужно всегда выбирать мазь настолько мягкую, насколько это позволяют условия работы, с одной стороны, чтобы обеспечить автоматическое действие при самых низких температурах, а с другой стороны, чтобы не увеличивать бесполезно трения подшипника (известковые мази подаются значительно легче, чем натровые).

Практическая оценка масел по данным анализа, без сомнения, еще труднее, чем оценка масел. Мазь, выработка которой производилась вполне правильно, не следует браковать только по данным анализа, а нужно испытать ее в практической продолжительной работе и затем уже выносить окончательное суждение.

Изготовление действительно хороших и прочных масел требует большого знания дела и многолетнего опыта производственников-практиков. Кроме того не каждому изготовителю известны или доступны наиболее подходящие сырые материалы, необходимые для их изготовления.

Графитный смазочный материал, изготавливаемый с коллоидальным графитом, действует не только тем, что заполняет или выравнивает своими тончайшими чешуйками углубления, остающиеся от обработки поверхностей скольжения, но, по видимому, активизирует их. Последнее сводится к тому, что цапфа под влиянием нагрузки и вращения после длительной работы покрывается очень тонкой, но чрезвычайно плотно прилипшей графитной пленкой, которая придает смазочному материалу значительную прочность, так как графитная поверхность, очевидно, обладает более сильным химическим сродством к маслу, чем чистая стальная поверхность. Таким же образом активируется спустя некоторое время и поверхность вкладыша, вследствие чего подшипник приобретает способность воспринимать повышенную нагрузку или уменьшает потребность в смазочном материале.

Концентрат коллоидального графита прибавляется к смазочному материалу в очень незначительном количестве (от 0,5 до 2%) и не должен осаживаться в нем. Чтобы воспрепятствовать этому применять нужно соответствующее минеральное масло (только такое и должно употребляться для смешения), которое должно быть совершенно свободно от электролитов. Лучше всего для этой цели подходят поэтому или особые дистиллаты или рафинированные масла, которые изготавливаются без применения серной кислоты. Если в масле имеются хотя бы только следы кислоты, то коллоидальный графит свертывается в маленькие и большие хлопья и осаждается на дно, чего по производственно-техническим основаниям нужно избегать, чтобы не допускать закупоривания трубопроводов, обратных клапанов и масляного насоса. Указания в отношении процента прибавки, а равно в отношении процесса смешения обычно даются производителями этих продуктов.

Старейшей формой коллоидального графита, которая проложила путь к его введению, является искусственно полученный аморфный гра-

фит д-ра Ачесона, по патенту которого выпущены торговые сорта *ойлдаг*, *гредаг* и *аквадаг*.

Ойлдаг — коллоидальный ачесоновский искусственный графит, прибавленный в концентрированном растворе к соответствующему минеральному маслу, служит примесью как к машинным, так и к цилиндровым маслам. **Гредаг** — искусственный коллоидальный графит, в соединении с консистентными смазками, идет в употребление вместо штауферовских мазей для тяжело нагруженных подшипников и других мест скольжения. **Аквадаг** представляет собой графитовую пасту, смешиваемую с водой, которая находит себе применение при холодной обработке металла, а также для некоторых особых целей, которые нас здесь не интересуют. Для машиностроения имеют значение в первую очередь ойлдаг и гредаг.

Ачесоновский графит, который производится на Ниагарском водопаде, получается в электрических печах из антрацита и песка и практически представляет собой химически чистый углерод без содержания золы. Следовательно, никаких шлифующих составных частей, содержащихся в натуральном графите в сравнительно большом количестве, в этом графите не имеется, и потому его употребление для смазочных целей не вызывает никаких осложнений.

Ачесоновский графит, переведенный в молекулярное состояние, и подвергнутый обработке по особому методу водой, таинином и аммиаком, дает названный выше аквадаг, а при дальнейшей обработке нейтральным минеральным маслом — концентрированный ойлдаг. Эти препараты представляют собой искусственный графит, находящийся в взвешенном состоянии в воде или минеральном масле, в котором мельчайшие частички графита, вследствие упомянутой обработки, плавают в жидкости. Следовательно, графит так измельчен, что он принимает взвешенно коллоидальный характер. Ойлдаг содержит в себе около 10% чистого графита и применяется в небольших количествах как примесь к смазочному маслу, в то время как гредаг выпускается в виде готовых к употреблению графитовых мазей нескольких сортов для разных целей применения. Недавно Ачесон выпустил на рынок кроме того готовые к употреблению коллоидально-графитовые смазочные масла различных сортов, так что потребители избавлены от необходимости самим производить смешение ойлдага с соответствующими маслами.

Ридель де-Гийеном изготовлен и выпущен на рынок продукт немедкого происхождения, называемый *коллагом*. Он представляет собой единственный препарат коллоидального графита, который получен из натурального графита.

По опытам австрийского химика *Карполюса* натуральный графит, после его перемалывания и химической очистки, „протравливается“ концентрированной кислотой, чтобы еще больше уменьшить (химически) разведанием и частично сгоранием отдельные частички графита, которые больше не разделимы механически. Этот процесс продолжают до тех пор, пока частички графита не примут коллоидальную форму, т. е. не станут плавать в жидкости, не осаждаясь. Упомянутая „химическая очистка“ полностью выжигает все посторонние вещества из графита, так что тот материал, который идет на изготовление коллага, можно считать практически беззольным.

Безвольность графита с точки зрения смазочной техники имеет первостепенную важность, так как только в таком случае можно гарантировать, что графитовый препарат будет способствовать скольжению и не оказывать шлифующего действия, как это наблюдается почти у всех натуральных графитов. Самые опасные составные части — кварц и слюда, шлифующее действие которых, обнаружившееся в целом ряде опытов с сырым натуральным графитом, настолько дискредитировало последний, что в технических специальных кругах часто опасаются всякого препарата, в какой бы то ни было доле содержащего графит. В отношении безвольного коллоидального графита в форме ойлдага или коллага это недоверие, однако, не обосновано. При этом надо иметь в виду, что перед пуском в ход поверхностей скольжения их основательно протирают подогретым концентрированным ойлдагом или коллагом; подвод графитового смазочного средства (масло с 0,5—2% ойлдага или коллага) надо уменьшать постепенно, так как образование графитового зеркала продолжается довольно долгое время.

Создание графитного предохранительного слоя на продолжительное время и установление небольшого расхода смазочного материала предполагает длительное применение графитированного масла.

На фиг. 82 и 83 показаны результаты опытов с коллоидально-графитовой смазкой, произведенных Вальтером и Шнейдером¹⁰⁰ в машинной лаборатории Высшей технической школы в Карлсруе с вольтоль-глейтолем II и рафинатом В 21 Ренання Оссаг. Опыты производились как с прибавкой 2% (по объему) коллага, так и без такой прибавки. Размеры подшипника были: $d'' = 70$ мм, $l'' = 80$ мм и удельное давление $p = 90$ кг/см².

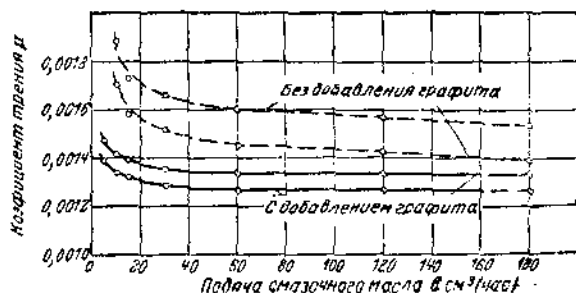
Фиг. 82 наглядно показывает зависимость коэффициента трения от количества смазочного материала (вольтоль II), подаваемого в час, при $n = 80$ или 100. Фиг. 83 показывает зависимость коэффициента трения от числа оборотов (рафинированное масло В 21) при подаче масла в количестве от 15 до 30 см³/час с прибавкой коллага и без него. В первом случае уменьшение трения от прибавки коллага составило от 21 до 25%, во втором случае — от 21,6 до 23%. Чем больше процесс трения будет заходить в область полужидкостного трения, тем больше трение вообще будет уменьшаться.

В заключение раздела о смазочных маслах скажем еще несколько слов о регенерации или восстановлении масел.

Регенерация масел на сегодняшний день должна быть причислена к важнейшим мероприятиям в области смазочного хозяйства, так как многолетним опытом подтверждено, что индустриальные масла после соответствующей обработки становятся вполне пригодными для повторного употребления, а благодаря этому достигается очень значительная экономия в расходах на смазочный материал.

Все смазочные масла, которые загрязнились во время продолжительной работы, изменяют свою первоначальную вязкость, утрачивают высокую температуру вспышки, благодаря воздействию рабочей температуры и кислорода воздуха, увеличивают содержание асфальта и кислот, а у масел, применяемых для двигателей внутреннего сгорания, благодаря соприкосновению с горячими поверхностями поршней, происходит, кроме того, процесс перегонки. Такие масла можно при

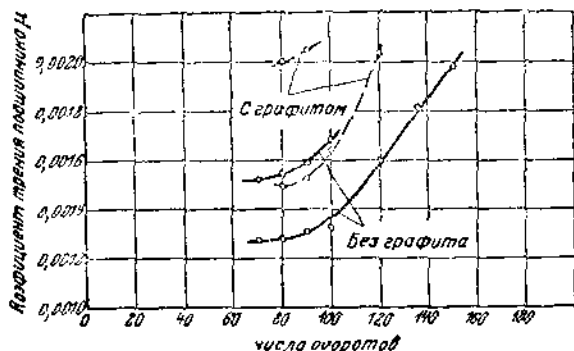
помощи регенерационной установки Бенсмана сделать пригодными к повторному употреблению, освободив от нежелательных примесей (кислот, грязи, масляного нагара, частичек горючего, продуктов разложения и т. п.), что достигается применением соответствующих ме-



Фиг. 82. Коэффициент трения, установленный Вальгером и Шнейдером опытным путем, при употреблении прибавки коллоидального графита „коллаг“ при переменном часовом расходе смазочного материала.

роприятий, имеющих целью разделение и соединение различных составных частей.

В основу этого метода регенерации, испытанного в течение нескольких лет, положено использование минерального фильтровального материала, именно алюминий-магнезиального гидросиликата особой структуры. На возможность применения его для очистки масел впер-



Фиг. 83. Опыты трения с прибавкой коллоидального графита „коллаг“ той же исследовательской работы, как и на фиг. 82, при переменном числе оборотов.

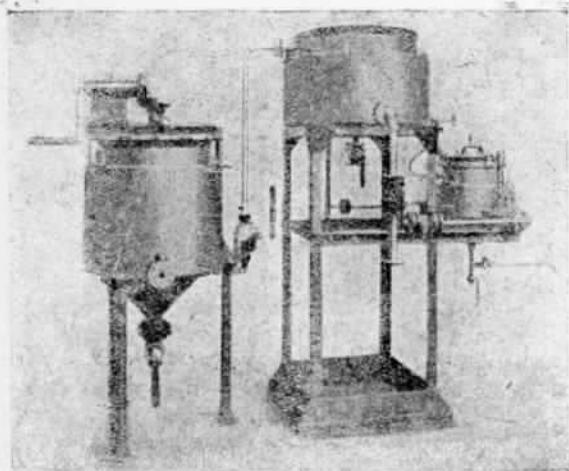
вые указал более 30 лет назад Герман Бенсман. Этот материал, введенный Бенсманом в практику под названием „флоридина“, обладает не только способностью поглощать продукты окисления, металлические мыла и продукты полимеризации, но также полимеризовать ненасыщенные или неустойчивые соединения и впитывать их затем в себя. Одновременно флоридин действием поглощения связы-

дает влагу и механические посторонние примеси (в незначительном количестве), так что таким простым средством достигается чрезвычайно полный процесс очистки.

Фиг. 84 дает наглядное представление о „флоридиновой“ регенерационной установке для восстановления отработанных автомобильных масел; налево виден сосуд с мешалкой для отделения масляного нагара. Из него масло после спуска осадков грязи перекачивается в расположенный выше резервуар, где оно отстаивается, а затем подводится к „флоридиновому“ фильтру, показанному на правой стороне фигуры, через который масло медленно просачивается, после чего становится пригодным для повторного употребления. Весь процесс при надобности сопровождается нагреванием рубашки сосудов

(посредством пара, теплой воды, газа или электричества), чтобы масло все время было в достаточной степени разжижено.

Уход за регенерационной установкой ограничивается, помимо установления температуры подогрева, загрузки регенерируемого масла и реагента, только приведением в действие на короткое время мешалки, спуском осадков грязи и перекачкой масла в резервуар для осветления и перепуска в фильтровальный сосуд. Фильтрация идет сама по себе точно так



Фиг. 84. Бенеманновская регенерационная установка „флоридин“ для восстановления отработанного моторного масла двигателей внутреннего сгорания.

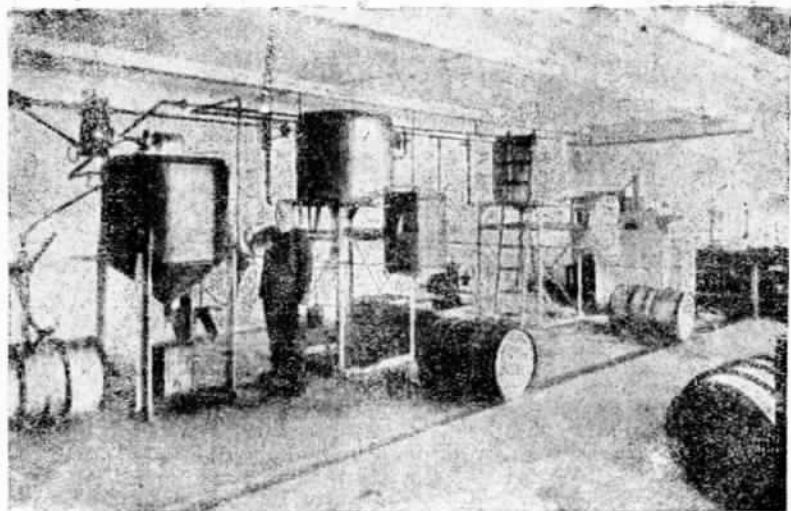
же, как и осаждение, без всякого ухода, и установка может поэтому обслуживаться без затруднений, между делом, любым рабочим, шофером или машинистом, так как особых знаний для этого не требуется.

В том случае, если дело идет не об автомобильном масле, сосуд для отделения масляного нагара, конечно, совсем отпадает, так как масло, которое не нуждается ни в какой предварительной обработке, нужно провести только через очистительный резервуар и фильтр. На фиг. 85 показана большая установка: на заднем плане, рядом с особым фильтром, простой аппарат для машинного масла на переднем плане — такой же аппарат, но с сосудом для отстаивания осадков. На этом последнем агрегате происходит регенерация дизельмоторных, автомобильных и авиационных масел.

Для полной регенерации 100 кг масла требуется обыкновенно не более 10 кг флоридина, который стоит приблизительно около 0,25 марок (12 коп.) за килограмм. Так как сама фильтрация нормально производится ночью автоматически, а загрузку можно производить когда угодно, то нет надобности в особой оплате рабочих.

Смотря по степени загрязнения и доброкачественности масла, из 100 кг отработанного масла при больших установках получается приблизительно от 85 до 90 кг регенерированного масла. По практическим данным стоимость регенерации по этому методу, включая процент на капитал и амортизацию установки, составляет приблизительно от 0,05 до 0,09 марок (от 2,5 до 4,5 коп.) на килограмм регенерированного масла.

Если принять во внимание приведенные выше данные, то следует признать, что продажа отработанного масла в качестве отброса или часто практикуемое использование загрязненного (а также и поставшего) масла в качестве смазочного материала для так называемых



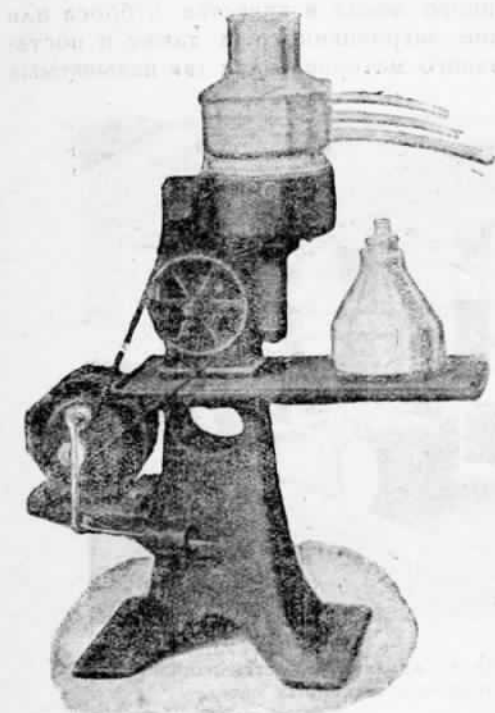
Фиг. 85. Большая бенсманновская установка для регенерации масла, для восстановления моторных и машинных масел.

грубых механизмов ведет к совершенно недопустимой расточительности.

Опыт учит, что высокоценные масла всегда дают наивысший выход регенерированного масла, причем они могут регенерироваться неоднократно, не теряя своей ценности; уменьшается, как уже замечено, только количество масла.

Посредством этого метода можно регенерировать все сорта масел, следовательно масла: для подшипников с кольцевой смазкой, для машин вообще, двигателей внутреннего сгорания, паровых турбин, осевых подшипников, приводных механизмов, прядильных веретен и т. п., а также трансформаторные масла и масла для цилиндров паровых машин, собранные из маслоотделителей. Регенерированные масла не уступают свежим маслам; анализ их показывает, что они обладают такими же физико-химическими свойствами, как и свежие масла, иногда даже более лучшими, так как регенерация представляет собой определенный процесс очистки, который, естественно, должен улучшать масла среднего качества.

Сепараторы не могут заменить регенерационной установки, так как они не оказывают никакого влияния на физико-химические качества масла, но они дают возможность производить такую превосходную и глубокую механическую очистку масла, какая не достигается даже при помощи хорошего фильтра, так как центрофуга отделяет также и воду. Они, следовательно, особенно пригодны для предварительной очистки турбинных масел, регенерируемых „флоридиновым“ методом и обычно включаются в эту установку.



Фиг. 86. Масляный сепаратор Вестфалия с часовой производительностью от 35 до 700 л.

На фиг. 86 показан масляный фильтр „Вестфалия“ производительностью от 35 до 700 л/час. Масла, содержащие воду или грибевые осадки, целесообразно центрофугировать в два приема: сначала производить только грубую очистку и отделение механических примесей и воды, а затем вторым приемом (посредством сменных тарелок) производить окончательное осветление.

Сепаратор может также служить для постоянной механической очистки масла в циркуляционной системе. Полное улавливание *всех без исключения* загрязнений, как и у масляных фильтров, может быть достигнуто только в случае применения системы главного потока, когда часовая производительность центрофуги, работающей с перерывами, будет установлена равной часовой потребности машинной установки в масле. К сожалению, у паровых турбин очень редко можно соразмерить часовую

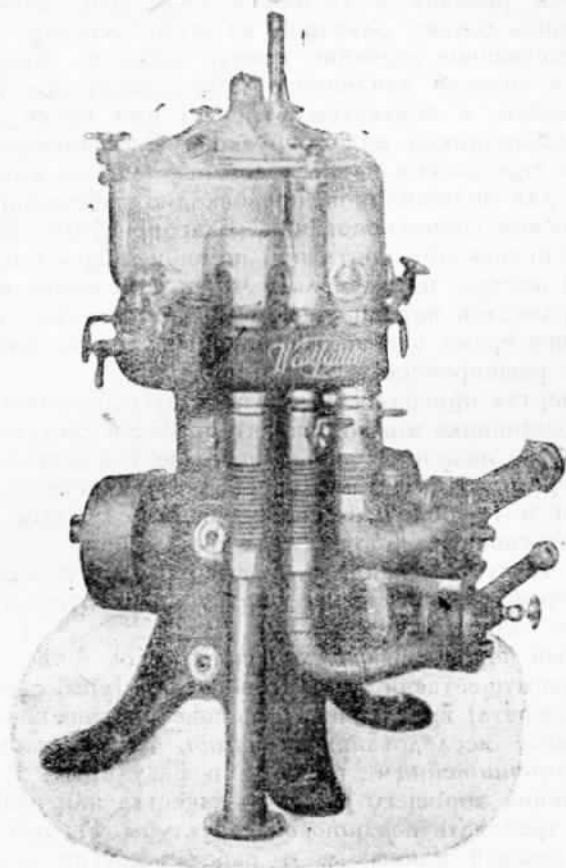
производительность сепаратора с часовой потребностью турбинной установки в масле, а поэтому приходится вынужденно центрофугировать масло с существенно меньшей производительностью сепаратора. Желаемая очистка будет достигаться, впрочем, и в этом случае. У двигателей внутреннего сгорания сепарирование нужно производить только в главном потоке.

На фиг. 87 показан масляный сепаратор „Вестфалия“ производительностью до 6000 л/час в очень компактной форме и вполне газонепроницаемой закрытой конструкции (для особых целей).

Наилучший уход за маслом для паровых турбин получается в том случае, если работа ведется с двумя порциями масла: одна в работе пробегает через фильтр (в главном потоке) или сепаратор (в побочном потоке), очищаясь механически, а вторая находится в резерве

и готова к употреблению. Когда масло достигает предела старения*, то его спускают и заменяют резервной порцией, так что в производстве не происходит никакого перерыва. В то же время старое масло регенерируется через флоридин, после чего перекачивается в запас.

В смазочной технике помимо смазочных материалов имеют значение также материалы подшипников, хотя гидродинамически они не ока-



Фиг. 87. Масляный сепаратор Вестфалия с производительностью до 6000 л/час непроницаемой, закрытой конструкции.

зывают влияния на смазочный процесс. Как уже отмечено во вступительной части этой главы, результаты некоторых опытов, повидимому, устанавливают наличие молекулярного влияния „пограничной поверхности“ даже при жидкостном трении. Об этом можно, например, заключить по работе *Зайцева*¹⁷, установившего уменьшение трения у хорошо смазанного подшипника при работе с прибавкой

* Заслуживают большого внимания работы *Баадера* и *Франка*¹⁷ о старении масла.

ойлдага к смазочному маслу, а также из более поздних, еще более обстоятельных, опытов*.

Без сомнения, еще большее влияние имеет металл подшипников (по меньшей мере, когда его поверхность графитирована) при полужидкостном трении. Хотя в этом случае нельзя отделить молекулярное действие от технологического, однако, при обмене нормального вкладыша из белого металла на вкладыши из графитированного металла устанавливается разница в трении в 13⁰/₀, что, повидимому, уже нельзя объяснить только разницей из-за неточности опытов.

Более существенное значение имеет, наконец, характер металла подшипников в областей усиленного полужидкостного трения, когда оно приближается к полусухому трению при пуске в ход и при оставлении подшипников под нагрузкой. Особенности работы при этих условиях еще совсем не исследованы, так как имеются, например, металлы для подшипников, превосходно работающие при сильном металлическом соприкосновении. Благоприятные результаты их работы никак нельзя объяснить при помощи общей теории строения.

Известный интерес представляет чугун в качестве материала для рабочих поверхностей подшипника, и можно сказать, что достигнутые в последнее время успехи в различных направлениях достаточно обосновывают расширенное его употребление.

В общих чертах пригодность чугуна к изготовлению рабочих поверхностей подшипника можно охарактеризовать следующим образом.

Самое простое машинное литье (небольшой прочности, с большим количеством графита) имеет плохие рабочие качества.

Ковкий чугун (с большой крепостью и с малым содержанием графита) имеет сносные рабочие качества.

Чугун для отливки цилиндров (с высокой прочностью, с малым содержанием графита и отчасти с перлитовой структурой) имеет хорошие рабочие качества.

Специальный перлитовый чугун (очень высокой твердости, мелкозернистый, преимущественно перлитовой структуры, с очень тонкими прожилками графита) имеет очень хорошие рабочие качества.

Более точные исследования Леманна, Пивоварского, Болтена, Кюнеля и Клингенштейна⁵⁹ привели в результате к заключению, что для получения хорошего рабочего качества или незначительного износа нужно требовать перлитовой структуры. Из работы Клингенштейна, содержащей данные и о работах других исследователей, видно, что чугун с ферритовой основой может иметь значительное сопротивление износу, если содержание фосфора повышается не больше, чем до 0,7%; однако при этом, согласно опытам, крепость падает настолько, что материал не годится для высоких напряжений.

Влияние графита и твердости материала на рабочие качества или сопротивление износу является еще не окончательно установленным, однако до сих пор считают, что чугун с перлитовой структурой и большой жесткостью, при относительно небольшом содержании графита в форме длинных тонких прожилок, проявляет наилучшие рабочие качества.

* Судя по результатам опытов Бюхе⁷ и Вальтера и Шнейдера¹⁰⁰ это предположение имеет основание.

Чем крепче и жестче чугуны, тем важнее, но вместе с тем и труднее, достигнуть наиболее совершенной обработки рабочей поверхности. Вместе с тем отклонения от точной цилиндрической формы, например, при сверлении и развертке дыр в чугуне, по сравнению со всеми другими материалами оказываются значительно больше (Шлиппе⁸⁰). По этой причине чугун можно применять в качестве материала для подшипников при высоких нагрузках и при недлительном жидкостном трении только при наиболее совершенной обработке, т. е. путем специального шлифования рабочих поверхностей как вкладыша, так и цапфы. Нужно ли при этом считаться еще с вопросом стоимости — полностью зависит от целей потребления металла. Во всяком случае бесспорно то обстоятельство, что чугун (имея в виду, например, хорошо приработавшийся цилиндр для насыщенного пара) упомянутого состава очень хорошо полируется и если при этом соблюдена достаточно точно цилиндрическая форма, то при короткой длине подшипника допускается очень незначительная толщина смазочного слоя, а вместе с этим и соответственно высокая нагрузка подшипника.

Для подшипника, который работает при очень высоком давлении и пускается в ход также под давлением, причем в то же время ставится еще требование о неизменяющейся в течение долгого времени высокой точности (как, например, у быстро вращающихся зубчатых приводных механизмов и рабочих станков), нужно употреблять относительно жесткую, прочную в отношении износа и пригодную для скольжения бронзу, которая, однако, не должна вызывать износа вала.

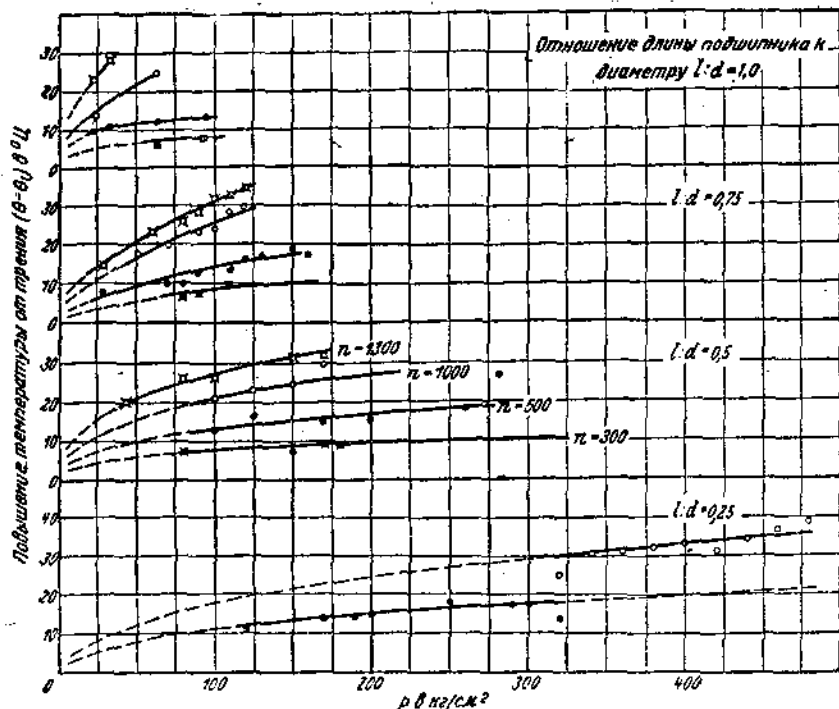
Этим качествам соответствует появившаяся в течение последних лет карбонбронза Акц. о-ва специальной бронзы в Берлине. Карбонбронза представляет собой фосфорную бронзу, вытягиваемую в форме труб в холодном состоянии. Она обладает высокой твердостью и удлинением и в соединении с закаленной рабочей поверхностью цапфы воспринимает чрезвычайно высокое удельное давление.

На фиг. 88 показан результат опытов, проведенных в Высшей технической школе в Берлине с карбонбронзой и закаленной цапфой при различной длине подшипника и числе оборотов. Наивысшее удельное давление $p = 480 \text{ кг/см}^2$, определенное при $n = 1000$ и $l:d = 0,25$, следует признать заслуживающим очень большого внимания.

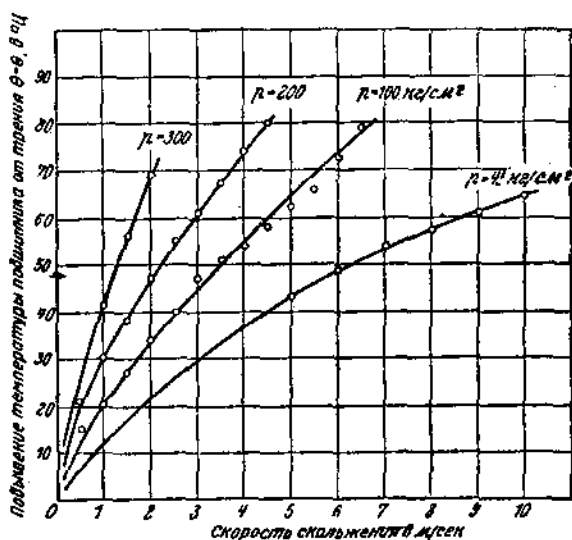
Результаты ряда других опытов, проведенных в Высшей технической школе самим представителем фирмы, показаны на диаграмме фиг. 89. Из этой диаграммы кривых вытекает, что материал и при высокой скорости скольжения, до 10 м/сек, дает равномерно возрастающую температуру трения.

Из диаграммы фиг. 90 можно заключить, что эта бронза обладает замечательно ценной способностью работать при полужидкостном трении, о чем свидетельствует тот факт, что кривые, относящиеся к ней, занимают более низкое положение.

Наконец, диаграмма фиг. 91 показывает величину коэффициента трения, наиболее низкое значение которого $\mu = 0,0009$ при $v = 3 \div 15 \text{ м/сек}$ представляет собой очень благоприятный результат для скользящего подшипника.

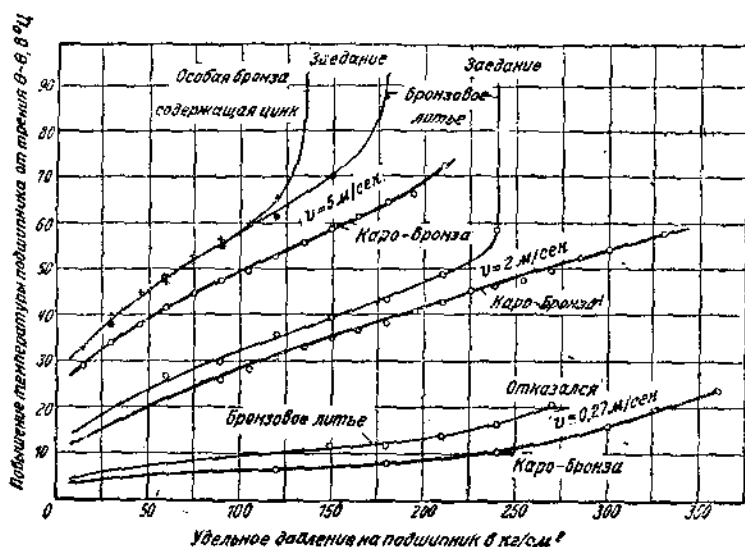


Фиг. 88. Рабочий опыт с карбронзой (фосфорной бронзой, тянутой в форме трубы в холодном состоянии) при переменном числе оборотов и с подшипниками различной длины.

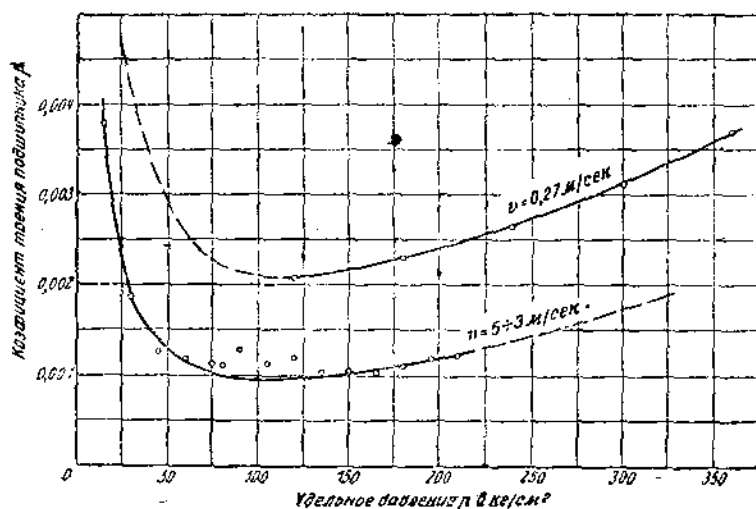


Фиг. 89. Практически определенная поддерживающая способность карбронзы при большой скорости.

Опыты, результаты которых показаны на диаграмме фиг. 88, были проведены с цапфой диаметром в 40 мм; опыты же, относящиеся к диаграммам, изображенным на фиг. 89, 90 и 91, — с цапфой диаме-



Фиг. 90. Сравнительный опыт между каробронзой и другими бронзовыми сплавами при различной скорости движений и $l:d = 0,5$.



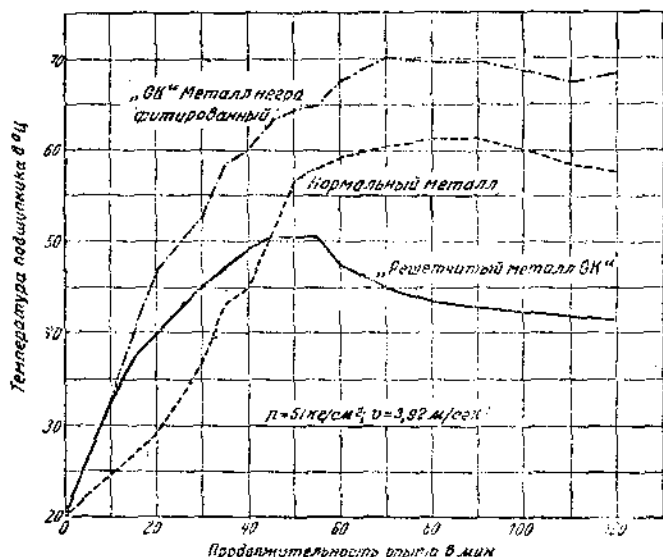
Фиг. 91. Практически определенный коэффициент трения для каробронзы при скорости скольжения от 0,27 до 5 м/сек и $l:d = 0,5$.

тром в 70 мм. Во всех этих опытах не произошло ни износа подшипника ни износа цапфы.

Для буксового подшипника с большой нагрузкой, как это, например, встречается у зубчатых передач, осевых подшипников, дифферен-

циальных передач, подвесных соединений, коленчатых передних осей, центробежных насосов, ковшевых конвейеров, электромоторов рабочих станков и т. д., карбонизу можно считать наилучшим материалом для подшипников. Кроме того способ выделки ее в виде цельнотянутой трубы дает возможность экономить на стоимости обработки. Принимая во внимание большую плотность материала, само собой разумеется, что в данном случае кроме закалки цапфы необходима самоустанавливаемость корпуса подшипника и небольшая длина его.

Среди белых металлов помимо сплавов с высоким содержанием цинка особенно интересны „решетчатые“ металлы Брауншвейгского



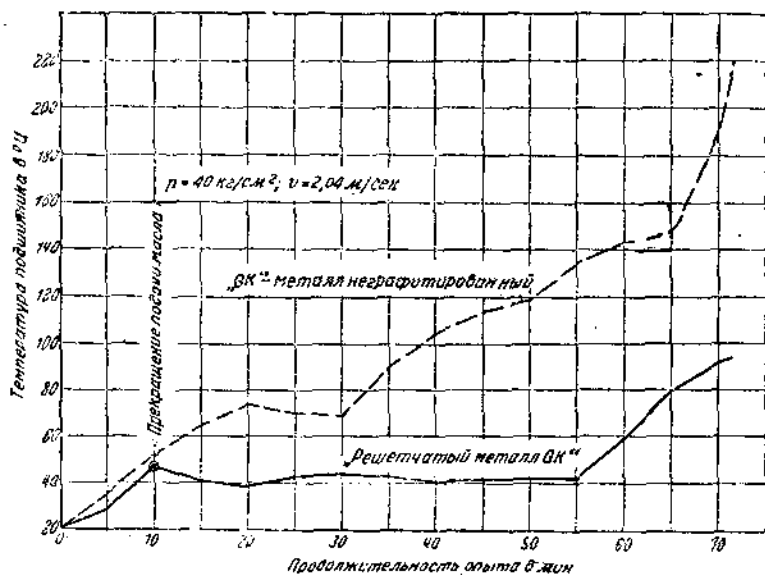
Фиг. 92. Сравнительные опыты трения с нормальным металлом и содержащим графит „решетчатым металлом“ СК при $p = 51 \text{ кг/см}^2$ и $v = 3,92$, соответствующей $n = 1500$.

металлопрокатного завода в Брауншвейге на свинцовом основании содержащие графит. Высокая скользящая способность их и нечувствительность по отношению к недостатку смазочного материала известна уже давно, однако, удовлетворительно объяснить это качество оказалось возможным только на основе недавних физико-химических исследований.

Опытом, произведенным самим заводом, выявлено, что тщательное перемешивание металла для подшипника с соответствующим сортом графита, размельченным в тончайший порошок (что дает до некоторой степени сетчатку), производит, очевидно, активирование поверхностей скольжения. Это качество, как показывают результаты опытов, произведенных до настоящего времени, повидимому, становится заметным не только при полужидкостном, но и при жидкостном трении или при трении, происходящем в пограничной области.

На диаграмме фиг. 92 показаны результаты опытов, имевших целью произвести сравнение между решетчатым СК-металлом, нор-

мальным металлом, и ГК-металлом без прибавки графита, при скудной каплевой смазке. Диаметр подшипника составлял 50 мм, длина подшипника 90 мм, удельное давление $p = 51 \text{ кг/см}^2$ и число оборотов $n = 1500$. Этот опыт, проведенный при полужидкостном трении, показал, что после двухчасовой работы нормальный металл нагрелся (избыточная температура трения) на 74%, а неграфитированный ГК-металл приблизительно на 120% выше, чем решетчатый ГК-металл. Совершенно такие же результаты были достигнуты при полусухом трении (при совершенно обезжиренной рабочей поверхности, без всякого подвода смазочного материала), так что благоприятное действие металла подшипника, содержащего графит, уже вне сомнений

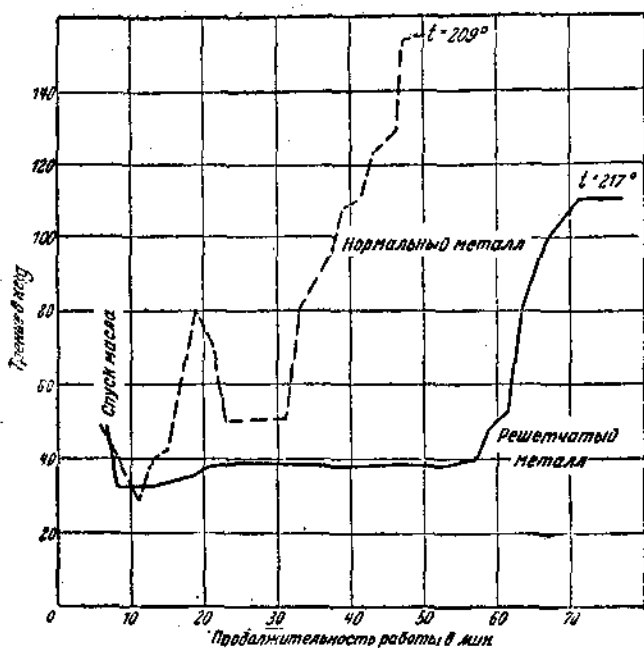


Фиг. 93. Влияние «решетчатого металла ГК» при недостатке масла по сравнению с неграфитированным ГК-металлом.

Как уже было замечено выше, давно известна и неоднократно установлена не только повышенная способность скольжения, но и нечувствительность решетчатого металла по отношению к недостатку масла. Диаграмма фиг. 93 показывает результаты опытов с подшипником таких же размеров, как и в предыдущем случае, работающим с каплевой смазкой при $p = 40 \text{ кг/см}^2$ и $n = 780$, с решетчатым металлом ГК и с неграфитированным металлом при искусственно созданном недостатке масла. Капельная масленка после 10-минутной работы была выключена: по истечении 55 мин. решетчатый металл все еще имел низкую температуру в 42°, в то время как неграфитированный дал температуру уже в 135°. По истечении 72 мин. решетчатый металл показал 94°, неграфитированный 225°.

Подобный опыт, имевший в виду установление предела нечувствительности решетчатого металла в отношении недостатка масла в нормальном кольцевом подшипнике, был произведен в Ганноверской высшей технической школе проф. Клейном, причем для сравнения

был взят нормальный металл. После того как было достигнуто установившееся состояние ($p = 4,6 \text{ кг/см}^2$ и $v = 2,5 \text{ м/сек}$), масло было выпущено из корпуса подшипника. Диаграмма фиг. 94 показывает отношение между обоями металлами подшипников, испытывавшихся при одинаковых условиях: уже через 50 мин. нормальный металл при температуре 209° отказался от работы, расплавившись; решетчатый металл GK имел установившееся трение в 38 кг в течение 57 мин., а затем после 77 мин. (в общей сложности) работы достиг температуры в 217° , но продолжал работать, причем вал остался неповрежденным.



Фиг. 94. Долговечность „решетчатого металла“ и нормального металла после выпуска масла из подшипника.

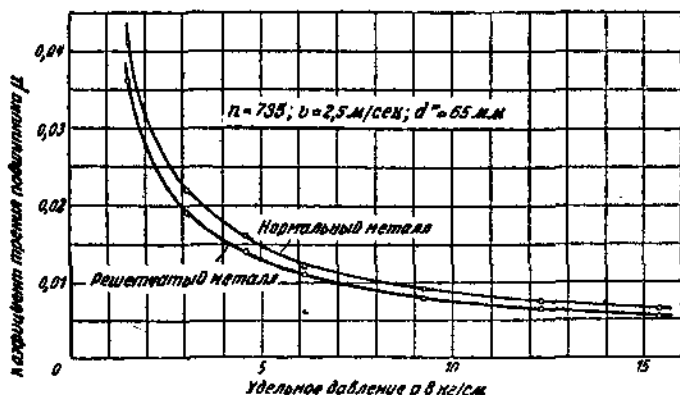
В заключение упомянем еще об одном опыте Ганноверской высшей школы, который был проведен с целью показать влияние металла (решетчатый металл L и нормальный металл) у нормального подшипника с кольцевой смазкой. Размеры опытного подшипника составляли диаметр 65 мм и длина 100 мм; число оборотов было $n = 735$ при удельном давлении от 1,5 до 15 кг/см^2 .

Диаграмма фиг. 95 дает изображение коэффициента трения подшипника при названном удельном давлении для нормального металла и решетчатого металла L. Как видно, величина трения для решетчатого металла по отношению к нормальному металлу все время ниже — при самых малых нагрузках — приблизительно на 11%, а при больших приблизительно на 13%. В силу этого оказывается, что, как и в опытах Зайцева⁷⁷, активирующее действие графита проявляется также при жидкостном трении или в пограничной области,

так как недочеты измерений или наблюдений при этом опыте не могут достигнуть размеров величин названного выше порядка.

Из всех перечисленных результатов опытов вытекает, что улучшение условий скольжения и трения, достигаемое прибавкой к смазочному маслу коллоидального графита, будет достигнуто в случае применения графитированного металла для подшипников, причем последний имеет весьма значительное преимущество — возможность применения чистого смазочного масла, что во многих производствах весьма важно.

Одним из заслуживающих внимания качеств решетчатого металла, в смысле экономии изготовления, является его особая пригодность к отливке механическим способом под давлением. Этот способ введен тем же самым Брауншвейгским заводом и отличается большой



Фиг. 95. Величина трения у нормального металла и решетчатого металла L'' в области жидкостного трения или в пограничной области ($p = 1,5$ до 15 кг/см²; $n = 735$).

экономичностью (значительное сокращение расходов на заработную плату) и высоким техническим качеством получаемого литья.

Преимущество литья под давлением состоит не только в скорости и равномерности работы, но и в значительном качественном улучшении отливки: благодаря быстрому и равномерному охлаждению металла, происходящему непосредственно после наполнения формы, достигается очень плотная и мелкозернистая структура, более прочная и твердая в отношении износа, по сравнению с ручным литьем. Большим преимуществом является, кроме того, то обстоятельство, что толщина белого металла при литье под давлением может быть в несколько раз меньше, чем при ручном литье, благодаря чему достигается еще экономия в расходе металла. Наконец, литье под давлением дает также возможность путем применения калиброванных и полированных шпшек получать отверстие подшипника сразу в готовом виде, так что отпадает всякая последующая обработка в том случае, конечно, если форма выполнена надлежащим образом.

Интересной является еще особая способность решетчатого металла довольствоваться смазкой водой. Сплав R, например, вполне

удовлетворительно работает при смазке чистой водой и скорости скольжения в 20 м/сек; опыты с морской водой в качестве смазки для сплава N показали значительное превосходство этого сплава по сравнению с нормальным металлом. Решетчатый металл в настоящее время с выгодой применяется у центробежных насосов, сальников, насосов для глубоких колодцев и других машинных частей, смазываемых водой.

При выборе определенного материала для подшипников следует руководствоваться прочностью, способностью скольжения и сопротивляемостью износу; влияние этих факторов должно учитываться как каждого в отдельности, так и в различных сочетаниях друг с другом.

Ударные напряжения требуют для подшипников или белого металла, повышенной прочности или бронзы. Повышенная способность скольжения требуется постольку, поскольку поверхность скольжения будет работать длительно, с перерывами, или в области полужидкостного трения, или в тех случаях, когда подшипник будет часто пускаться в ход при высоком удельном давлении, или же при очень высокой температуре смазочного слоя, при наличии одновременно высокого удельного давления или высокой скорости скольжения, когда возникает опасность полужидкостного трения. Высокой сопротивляемостью износу металлы для подшипников должны обладать особенно в тех случаях продолжительного или кратковременного полужидкостного трения, когда от точности положения вала непосредственно зависит работа всей машины.

В некоторых случаях на выбор металла для подшипника может оказывать решающее влияние также особенность производства (необыкновенно высокая температура рабочего помещения может, например, потребовать бронзового подшипника, чтобы не допустить расплавления; неизбежная жесткость установки в целях устранения давления по краям требует белого металла и т. д.).

Стремясь к целесообразной конструкции, одновременно необходимо избегать предъявления излишне высоких требований к качествам металла для подшипников, если эти требования объективно необоснованы, так как это удорожает стоимость подшипников.

Выводы

1. В качестве смазочных материалов применяются, главным образом, масла и мази; из масел—почти без исключения минеральные масла, добываемые из нефти в чистом виде или, в крайнем случае, компаундированные, т. е. с небольшой прибавкой животных жиров или растительных масел.

2. От соответствующего смазочного масла нужно требовать: вязкости, соответствующей целям применения и плотности прилипания с точки зрения поддерживающей способности и индифферентности в отношении коррозии, и химико-физического постоянства в качестве характеристики достаточной нейтральности.

3. Требование достаточной нейтральности заключается в отсутствии кислот, сопротивляемости окислению, отсутствии осадков, не слишком высокой испаряемости и равным образом хорошей дисмульсирующей способности и низкой температуры застывания—смотря по условиям работы механизма.

4. Данные анализа, методы испытаний и область применения могут быть заимствованы из известного „Руководства“ О-ва металлургов или других литературных произведений по данному вопросу.

5. Для жидкостного трения можно требующуюся вязкость масла определить или при помощи расчета или при помощи практического опыта.

6. При полужидкостном трении преобладающее значение приобретает требование повышенной способности прилипания смазочного средства.

7. В практической работе нужно в меньшей степени обращать внимание на абсолютную величину наименьшего трения в подшипнике, а скорее на работу без износа и достаточную надежность работы; эти требования выполнимы только при чистом жидкостном трении. Надежность работы должна искупаться увеличением жидкостного трения, причем незначительная потеря силы практически не имеет значения.

8. По вязкости при 50° минеральные масла * можно разделить приблизительно следующим образом:

$E^{\circ} = 1,2 \div 2,0$ или $z = 0,0003 \div 0,0010$ — веретенные масла;

$E^{\circ} = 2,0 \div 3,5$ или $z = 0,0010 \div 0,0022$ — легкие машинные масла;

$E^{\circ} = 3,5 \div 6,0$ или $z = 0,0022 \div 0,0039$ — средние машинные масла;

$E^{\circ} = 6,0 \div 20,0$ или $z = 0,0039 \div 0,0134$ — тяжелые машинные масла;

$E^{\circ} = 20,0 \div 60,0$ или $z = 0,0134 \div 0,0402$ — цилиндровые масла.

9. К цилиндровым маслам для паровых машин не следует предъявлять повышенных требований в отношении вязкости и температуры вспышки, так как это вынуждает производителей масел доставлять сильно асфальтированные масла, которые могут дать в работе в высшей степени нежелательные уплотнения, образование нагара и вызвать коксование.

10. В качестве цилиндровых масел для паровых машин, работающих перегретым паром с противодавлением, оказываются наилучшими чистые минеральные масла без содержания золы и серы, которые не дают нагара и совершенно не эмульсируют.

11. Экономная смазка цилиндров достигается не применением возможно дешевого цилиндрового масла, а целесообразным подводом высокоценного смазочного средства, что и обуславливает количественную экономию.

12. Для поршней, многих подшипников и прочих мест трения, работающих в области полужидкостного трения, целесообразно прибавлять к смазочному маслу коллоидальный графит в виде ойлдага или коллага. Сырой, хлопьевидный графит из-за содержания в нем шлифующих составных частей (кварц и слюда) непригоден для этой цели.

13. Концентрат коллоидального графита нужно смешивать только со свободным от электролита минеральным маслом (приблизительно 0,5—2%), так как иначе графит свертывается в большие хлопья и осаживается в масле. Поэтому рекомендуется получение готового графитированного масла.

* В основание числовых значений абсолютной вязкости положен средний удельный вес $\gamma = 0,9$.

14. Консистентные смазки разделяются, главным образом, на две группы: мази на известковом (кальциевом) основании и мази на натровом основании. Последние характеризуются особым постоянством и изготавливаются в качестве так называемых масел для горячих подшипников с температурой плавления до 180° и выше; первые оказывают значительно меньшее сопротивление при подаче с помощью масленок.

15. По методу регенерации с „флоридином“ можно любое индустриальное масло, загрязнившееся и состарившееся в работе, сделать опять вполне пригодным к употреблению довольно простым способом (путем отделения кислот, грязи, масляного нагара, асфальта, частичек горючего, неустойчивых веществ и продуктов разложения). Достижимая этим экономия очень значительна, так как регенерация обходится лишь в 5—9 пфен. (2,5—4,5 коп.) на килограмм регенерированного масла.

16. Масляные сепараторы являются очень важными и ценными приборами для отделения от масла воды и грязи, а также в отношении расхода масла; равным образом они являются заменой масляного фильтра.

17. При выборе металла для подшипников решающими моментами являются: прочность, способность скольжения или прочность в отношении износа; каждое свойство имеет значение и само по себе и в сочетании друг с другом.

18. Подшипники, работающие при ударной нагрузке, должны изготавливаться с заливкой белым металлом с повышенной прочностью или из бронзы. Повышенное качество скольжения требуется постольку, поскольку поверхности скольжения работают продолжительно или кратковременно в области полужидкостного трения, или очень часто пускаются в ход при высоком удельном давлении, или же постольку близка опасность полужидкостного трения. Высокую сопротивляемость износу требуют подшипники, продолжительно или кратковременно работающие с полужидкостным трением, особенно в тех случаях, когда от продолжительного точного положения цапфы непосредственно зависит пригодность всей машины.

19. Во многих случаях вопрос об основных свойствах металлов для подшипников решает особенность условий производства: например, высокая окружающая температура требует металла с высокой температурой плавления, неизбежная жесткость установки требует легко прирабатывающегося металла и т. д.

20. Особенно способным к скольжению белым металлом является „решетчатый“ металл металлопрокатного завода в Брауншвейге, содержащий графит. Этот металл изготавливается на свинцовом основании с различной степенью твердости.

21. Для закаленной рабочей поверхности цапфы хорошим материалом с высокой сопротивляемостью износу является фосфористая карбонбронза, тннутая в холодном состоянии в форме труб.

22. Согласно пп. 18 и 19 выбор металла для подшипников, в противоположность прежним представлениям, не зависит непосредственно ни от числа оборотов, ни от удельного давления, ни от произведения $p \cdot v$.

23. Чем больше недостатков имеет конструкция с точки зрения

смазочной техники, тем большей способностью к скользянию должен обладать металл подшипника, чтобы воспрепятствовать нагреванию и слишком большому износу.

24. Белый металл для подшипников именно на свинцовом основании лучше всего отливать под давлением при помощи брауншвейгской установки, благодаря чему достигаются плотная структура, экономия в расходе материала и в расходах на заработную плату.

25. Основное требование, которое надо предъявлять ко всем металлам для подшипников, сводится к тому, чтобы цапфа не захватывалась металлом подшипника.

23. Потребность в смазочном и охлаждающем масле

В главе 3 мы установили, что смазочное средство захватывается валом с собой в круговое движение, и масло, выступающее из опорной зоны вкладыша, тотчас опять подводится цапфой с набегающей стороны, где оно опять проталкивается в уменьшающуюся постепенно щель между вкладышем и цапфой. Подшипник бесконечной длины при одновременном наполнении зазора маслом был бы поэтому всегда обеспечен смазочным материалом, так как не было бы потери масла.

Но так как в практике мы всегда имеем дело с подшипниками сравнительно незначительной длины, то некоторое добавление смазочного материала является неизбежным, а именно в такой мере, в какой смазочное средство выжимается по концам подшипника давлением, имеющимся в смазочном слое. Выжимание смазочного материала по краям подшипника представляет собой добавочный процесс течения в смазочном слое, которое происходит в радиальном направлении (следовательно, перпендикулярно к периферийному). Если бы удалось установить, сколько масла выжимается на краях подшипника в единицу времени под действием давления, образующегося в смазочном слое, то этим было бы найдено то количество смазочного материала, которое требуется возместить в единицу времени или, другими словами, была бы определена потребность подшипника в смазочном материале.

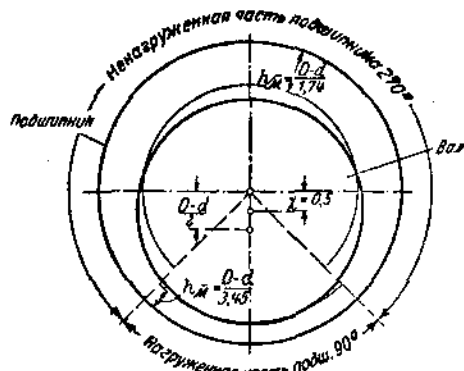
Чтобы установить это количество, что возможно сделать с грубой приближенностью, мы вынуждены сделать ряд предположений, правильность или допустимость которых остается нерешенной. Мы начнем наши рассуждения с подшипника с полной смазкой, но (практически) без давления в ненагруженной части зазора. В качестве смазочного приспособления возьмем для примера капельную масленку, поставленную непосредственно на подшипнике, которая так отрегулирована, что подшипник получает масла столько, сколько он может принять.

Представим себе, согласно фиг. 96, цапфу в подшипнике с 0,5 радиального зазора (следовательно при нормальном эксцентриситете $\chi = 0,5$), расположенную в середине подшипника и, простоты ради, отвесно книзу. Предположим теперь, что опорная часть подшипника, т. е. часть вкладыша с положительным давлением в смазочном слое, охватывает только четверть окружности подшипника, в то время как в остальных трех четвертях нет никакого (по-

ложительного) давления в смазочном слое. Предположим дальше, так как дело может идти только о грубом установлении, что в средней зоне нагруженной четверти действует * нагрузка p_0 , равная удвоенному давлению в смазочном слое. Под действием этой нагрузки смазочный материал стремится вытечь через узкую щель по обоим концам подшипника.

Длина пути в направлении потока является, следовательно, равной расстоянию от середины подшипника до одного из концов подшипника, т. е. половине длины вкладыша l ; давление, выжимающее жидкость из подшипника, равно двойной средней нагрузке подшипника

$$p_0 = 2 \cdot p_m = \frac{2 \cdot P}{d \cdot l};$$



Фиг. 96. Средняя толщина смазочного слоя h_m нагруженной и ненагруженной части подшипника при положении вала $\chi = 0,5$, в грубом схематическом изображении.

Дана трубка длиной l_1 , прямоугольного поперечного сечения, одинакового по всей ее длине, относительно очень большой ширины b и очень незначительной высоты h_m . Один конец этой прямоугольной трубки (расположенной горизонтально) присоединен к резервуару, в котором находится жидкость с вязкостью z , испытывающая давление p_0 . Надо найти количество жидкости q , которое вытечет в единицу времени из свободного конца трубки.

* Давление в смазочном слое в целях простоты принято уменьшающимся линейно до нуля, от середины подшипника к обоим его концам. Если обозначить среднее давление в смазочном слое величиной p_m , то при упомянутом выше предположении наивысшее давление в смазочном слое, создавшееся в середине подшипника, нужно, очевидно, обозначить равным $2p_m$. В действительности, масляное давление проходит от середины к краям подшипника, как известно, по кривой, подобной параболе, что было подтверждено и практическими измерениями (например Нюккером ²¹).

** Правильнее было бы зазор смазочного слоя выводить из действительных диаметров D и d вкладыша и цапфы, однако, приведенное выше предположение выгодно вследствие большей простоты и большей надежности при определении потребности в масле.

По основному уравнению гидродинамической теории для узкой щели при сравнительно очень большой ширине b

$$q = \frac{p_0 \cdot b \cdot h^3}{12 \cdot l_1 \cdot z} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (128)$$

в котором поставлены: p_0 в $\text{кг}/\text{м}^2$; b , h_m и l_1 в м ; z в $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$.

Нам требуется теперь только вставить в приведенное уравнение данные нашего примера, причем, однако, надо обратить внимание на то, что общий вес масла Q исследуемого подшипника складывается из двух равных частей с одинаковым количеством масла q на *каждом* конце подшипника. Количество масла, выступающее на *одном* конце подшипника (соответствующее q), помножается поэтому на 2 для получения искомого общего количества Q . Для значения составной части q мы подставляем по вышеизложенному:

$$b = 0,25 \cdot d \cdot \pi; \quad h_m = \frac{D-d}{3,45}; \quad l_1 = 0,5 \cdot l; \quad p_0 = p_m \cdot 2.$$

Мы получаем тогда из уравнения (128):

$$\begin{aligned} Q_{\chi=0,5} &= 2 \cdot \frac{p_m \cdot 2 \cdot 0,25 \cdot d \cdot \pi \cdot (D-d)^3}{12 \cdot 0,5 \cdot l \cdot z \cdot 3,45^3} = \\ &= \frac{4 \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot p_m \cdot d \cdot (D-d)^3}{12 \cdot 0,5 \cdot 41 \cdot l \cdot z} \text{ м}^3/\text{сек}; \\ Q_{\chi=0,5} &= \frac{0,0128 \cdot p_m \cdot d \cdot (D-d)^3}{l \cdot z} \text{ м}^3/\text{сек}, \end{aligned} \quad (129)$$

если расчет ведется в метрах, килограммах и секундах. Для большего удобства примем, однако: среднее давление p в атмосферах, диаметр подшипника D' , диаметр цапфы d' и длину подшипника l' в сантиметрах; количество масла Q' в литрах в минуту. Тогда получим:

$$\begin{aligned} Q'_{\chi=0,5} &= \frac{0,0128 \cdot p \cdot 10\,000 \cdot d' \cdot 100 \cdot (D' - d')^3 \cdot 60 \cdot 1000}{100 \cdot l' \cdot 100^3 \cdot z} \text{ л/мин}; \\ Q'_{\chi=0,5} &= \frac{7,7 \cdot p \cdot (D' - d')^3}{(l' : d') \cdot z} \text{ л/мин}. \end{aligned} \quad [130]$$

Следовательно, Q' в формуле [130] означает потребность в масле в литрах в минуту у подшипника, снабженного каплевой смазкой, но работающего с полной смазкой, имеющего длину l' см, диаметр d' см, зазор $(D' - d')$ см, с удельным давлением p $\text{кг}/\text{см}^2$, при вязкости масла в смазочном слое z $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$ и эксцентриситете цапфы $\chi = 0,5$.

Как видно отсюда, потеря масла (или потребление масла) подшипником в значительной степени зависит от эксцентриситета χ . Если взять вместо $\chi = 0,5$, например, $\chi = 0,8$, то по фиг. 97 средняя толщина смазочного слоя в нижней четверти подшипника $h_m = \frac{D-d}{6,2}$

и вместе с этим величина $Q_{\chi=0,8}$ будет в $\left(\frac{6,2}{3,45}\right)^3 = 240 : 41 = 5,85$ раз меньше.

Следовательно,

$$Q_{\chi=0,8} = \frac{0,0022 \cdot p_m \cdot d \cdot (D-d)^3}{l \cdot z} \text{ м}^3/\text{сек} \quad (131)$$

или, выражая p в атмосферах, D' , d' и l' в сантиметрах,

$$Q'_{\chi=0,8} = \frac{1,3 \cdot p \cdot (D' - d')^3}{(l : d) \cdot z} \text{ л/мин.} \quad (132)$$

Принимая во внимание, что у данного подшипника действительная величина зазора $D-d$ или средняя вязкость масла в смазочном слое измеряются или оцениваются приблизительно и благодаря этому эксцентриситет χ можно определить только с очень грубым приближением, следует признать, что при определении потребности масла не может быть и речи о какой-либо точности.

Если согласно изложенному надо установить формулу для потребления масла при нормальной капельной смазке, то следует сделать предположение, что смазка будет скудная и эксцентриситет будет колебаться в пределах между 0,8 и 0,9. При таких условиях формула примет приблизительно следующий вид:

$$Q_{\text{капельн}} = \frac{0,3 \cdot p \cdot (D' - d')^3}{(l : d) \cdot z} \text{ л/мин.} \quad (133)$$

Наибольшее принимаемое во внимание значение для Q' (при чистом жидкостном трении) было бы для $\chi=0,5$ по уравнению [130]; наименьшее (при сильном полужидкостном трении) может быть меньше приблизительно до 200 раз.

В приведенных выше расчетах вращательное движение цапфы в подшипнике совсем не принято во внимание, так как, пожалуй, можно предположить, что движение масла по окружности, вызываемое вращением цапфы, не оказывает существенного влияния на количество масла, вытекающего по концам подшипника. Это истечение от середины подшипника к концам будет происходить, вероятно, по винтовому движению.

Как бы ни была груба приведенная формула для исчисления потребности в масле, все-таки она может принести некоторую пользу в тех случаях, когда нет никаких других данных для определения этой величины. Во всяком случае приведенное рассуждение еще раз подтверждает, что устройство кольцевых канавок в подшипнике должно действовать определенно вредно для его поддерживающей способности, и объясняет почему именно.

Более важным, чем при капельной смазке, является определение потребности в масле при смазке под давлением, ибо величиной общей потребности машин в масле приходится руководствоваться при выборе величины масляного насоса. Если выбранный масляный насос слишком мал, то давление масла не достигает желательной высоты и могут создаться серьезные затруднения.

При недостаточном давлении через ненагруженную часть подшипника в единицу времени нельзя будет пропустить такого количества масла, которое требуется для отвода образующейся теплоты трения; подшипник примет вследствие этого такую рабочую температуру, при которой вязкость смазочного слоя упадет гораздо ниже допустимого предела, благодаря чему может возникнуть полужидкостное трение и в результате еще большее нагревание; или создавшееся давление масла будет недостаточно, для того чтобы воспрепятствовать возникновению толчков в том случае, когда дело идет о подшипнике с резкой переменной давления, или же давление масла будет достаточно для предотвращения толчков только в начале работы, пока подшипник имеет еще нужный зазор, но с появлением износа станет недостаточным, так как количество масла, вытекающее по концам подшипника, как мы знаем, увеличивается пропорционально третьей степени зазора и уменьшается прямо пропорционально уменьшению давления.

Следовательно, в то время как при капельной смазке сравнительно легко пополнять недостаток масла более частым доливанием смазочного сосуда, при смазке под давлением ни при каких обстоятельствах нельзя допускать недостатка в масле, т. е. слишком малых размеров масляного насоса, в противном случае придется иметь дело с меньшим запасом надежности работы.

Потеря масла по концам подшипника при смазке под давлением определяется точно так же, как и при капельной смазке. Предполагают, что в опорной четверти подшипника в смазочном слое создается давление масла, которое поддерживает вал (в среднем равное p ат и в середине подшипника равное $2 \cdot p$ ат), в то время как остальные три четверти подшипника, не принимающие участия в поддержке вала, свободны для подаваемого под давлением p_1 ат масла. Последнее подводится по окружной смазочной канавке, проходящей в середине подшипника, в ненагруженной части его.

Общая потеря масла при смазке под давлением составляет поэтому из двух частей: потери в нагруженной части подшипника, расчет которой производится по формуле (129) или [130], и потери в ненагруженной части подшипника, определение которой производится подобным же образом. Произведем и здесь расчет сначала для эксцентриситета цапфы $\gamma = 0,5$.

Основным уравнением для потери масла в ненагруженной части подшипника является то же самое, что и для нагруженной, именно формула (128):

$$q = \frac{p_0 \cdot b \cdot h_m^3}{12 \cdot l_1 \cdot z} \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Обозначим отдельные величины следующим образом:

$$p_0 = p_1; \quad b = 0,75 \cdot \pi \cdot d; \quad h_m = \frac{D-d}{1,74}; \quad l_1 = 0,5 \cdot l;$$

значение h_m при $\chi = 0,5$ выводится на основании верхней части фиг. 96.

В результате мы получаем, что в секунду вытечет масла:

$$\begin{aligned} Q_{\chi=0,5} &= 2 \cdot \frac{p_1 \cdot 0,75 \cdot d \cdot \pi \cdot (D-d)^3}{12 \cdot 0,5 \cdot l \cdot z \cdot 1,74^3} = \\ &= \frac{2 \cdot 0,75 \cdot \pi \cdot p_1 \cdot d \cdot (D-d)^3}{12 \cdot 0,5 \cdot 5,25 \cdot l \cdot z} \text{ м}^3/\text{сек}; \\ Q_{\chi=0,5}' &= \frac{0,15 \cdot p_1 \cdot d \cdot (D-d)^3}{l \cdot z} \text{ м}^3/\text{сек}. \end{aligned} \quad (134)$$

Переводя на Q_1' в литрах в минуту; D' , d' и l' в сантиметрах и p_1' в атмосферах, надо выражение в (134) умножить на 600.

$$Q_{\chi=0,5}' = \frac{90 \cdot p_1' \cdot (D' - d')^3}{(l : d) \cdot z} \text{ л/мин.} \quad (135)$$

Для $\chi = 0,8$, соответственно верхней части фиг. 97,

$$h_m = \frac{D - d}{1,54};$$

следовательно, Q_1' будет в $1,74^3 : 1,54^3 = 5,25 : 3,65 = 1,44$ раза больше;

$$Q_{\chi=0,8}' = \frac{130 \cdot p_1' \cdot (D' - d')^3}{(l : d) \cdot z} \text{ л/мин.} \quad (136)$$

Отсюда общая потребность в масле при смазке под давлением будет:

$$Q_z' = Q' + Q_1' \text{ л/мин,} \quad (137)$$

$$Q_{z=0,5}' = (7,7 \cdot p + 90 \cdot p_1') \cdot \frac{(D' - d')^3}{(l : d) \cdot z} \text{ л/мин,} \quad (138)$$

или

$$Q_{z=0,8}' = (0,3 \cdot p + 130 \cdot p_1') \cdot \frac{(D' - d')^3}{(l : d) \cdot z} \text{ л/мин.} \quad (139)$$

Округляя, можно принять в качестве достаточного среднего значения потребности в масле при смазке под давлением:

$$Q_z' = Q_{\text{авс}}' = (7 \cdot p + 100 \cdot p_1') \cdot \frac{(D' - d')^3}{(l : d) \cdot z} \text{ л/мин.} \quad (140)$$

В этой формуле:

p — среднее давление в подшипнике, равное $\frac{P}{d' \cdot l'}$ в ат;

p_1' — давление, производимое подаваемым маслом в подводящем канале в ат;

D' — идеальный диаметр подшипника в см;

d' — идеальный диаметр цапфы в см;

l' — длина подшипника в см;

z — средняя абсолютная вязкость масла в смазочном слое, в кг · сек/м².

При этом надо иметь в виду, что при употреблении смазки под давлением мощность масляного насоса нужно исчислять не по действительному зазору, а поратно-увеличенному, чтобы, во-первых, учесть неизбежные неплотности в тех местах подшипника, которые испытывают толчки, а во-вторых, чтобы учесть также возможность некоторого износа. Определяют сначала потребность в масле Q'_1 по формуле [140] и определяют по ней мощность $\dot{O}$ масляного насоса, умножая величину Q_1 на коэффициент намеченной надежности работы или ожидаемого износа m в третьей степени. Если требуется, например, чтобы масляный насос доставлял достаточное количество масла и при зазоре, в два раза большем нормального, то коэффициент износа составит $m=2$ и $m^3=2^3=8$; если предполагается, что зазор увеличится втрое, то $m^3=3^3=27$, и т. д. Мощность масляного насоса должна поэтому составлять:

$$\dot{O} = Q'_1 \cdot m^3 \text{ л/мин.} \quad [141]$$

Выбор коэффициента надежности m производится всецело в зависимости от условий смазки и работы. У малонагруженных подшипников, работающих без искусственного охлаждения, вообще не наступает никакого износа во время работы; только при остановках и пуске в ход поверхность подшипника будет сначала подвергаться легкому износу, который со временем прекратится. Поэтому практически его можно принять равным нулю. Но как бы хорошо ни была смонтирована машина, все же принимают коэффициент надежности $m=1,1+1,2$ отчасти для того, чтобы компенсировать могущую быть утечку через зазор в стыке подшипника, а отчасти для того, чтобы покрыть потери из-за понижения мощности насоса, наступающего с течением времени вследствие изнашивания частей.

У приводного механизма (движения) паровой машины в зависимости от характера вкладышей и нагрузки расчет производят с коэффициентом надежности $m=1,5+3$. При этом помимо ожидаемого износа принимают во внимание очень значительную потерю в тех местах, где подшипник получает толчки, например, вследствие неподходящих прокладок. Следующее важнейшее требование сводится к тому, чтобы давление подаваемого масла не падало ниже некоторого минимума, установленного опытом, приблизительно в 0,5 ат.

Если коэффициент износа, который в то же время является и коэффициентом надежности, выбран не слишком малым, то можно приравнять то количество масла, которое доставляется масляным насосом $\dot{O}$ и вычислено по формуле [141], теоретической подаче масла $\dot{O}_0$, т. е. можно пренебречь ради удобства и простоты объемной степенью действия масляного насоса, взяв его равным единице.

Для тех установок или машин, для которых потребность в смазочном масле определяется, главным образом, требованием, чтобы давление масла было не ниже определенного значения, при условии, что искусственного охлаждения масла еще не требуется, как это имеет место, например, у зубчатых и червячных передач, паровых машин, компрессоров, дизельных двигателей, авиационных и автомобильных двигателей и т. д., оказывается вполне целесообразным создать осо-

бую, по возможности простую формулу, с помощью которой можно было бы быстро определить потребность в масле каждой цапфы или всего приводного механизма, не прибегая к помощи особых расчетов.

Наметим поэтому достаточно надежные условия, чтобы расчет мог быть перенесен и на подшипник коленчатого вала. Возьмем следующие величины:

Удельное давление подшипника $p = 60 \text{ ат}$

Давление масла, подаваемого в подшипник

прессом $p'_1 = 1 \text{ ат}$

Отношение длины подшипника к диаметру $l : d = 1,0$

Вязкость смазочного масла $z = 0,002 \text{ кг·сек/м}^2$.

Пригонка подшипника соответствует пригонке на свободный ход.

Среднее значение идеального зазора при пригонке на свободный ход соответствует, согласно формулам (55) и [56], выражению

$$(D' - d')_L = \frac{\sqrt[3]{d'}}{224} \text{ см,}$$

в котором все поставлено в сантиметрах.

С приведенным выше значением по уравнению [140] мы получим:

$$Q'_z = (7 \cdot p + 100 \cdot p'_1) \cdot \frac{(D' - d')^3}{(l : d) \cdot z} = (7 \cdot 60 + 100 \cdot 1) \cdot \frac{(\sqrt[3]{d'})^3}{224^3 \cdot 0,002};$$

или

$$Q'_z = \frac{\sqrt[3]{d'}}{43,5} \text{ л/мин.}$$

Так как подшипники у больших машин в общем бывают обыкновенно немного теплее, чем у малых машин, так как у первых теплоотводящая поверхность относительно меньше, то z благодаря этому будет немного велико и Q'_z , таким образом, слишком мало. Чтобы компенсировать последнее, увеличим Q'_z для больших цапф, возвысив d' приблизительно в 1,1 степень.

Мы получим благодаря этому:

$$Q'_z = \frac{d'}{43,5}$$

или, округляя,

$$\ddot{O}_{00} = 0,02 \cdot d' \text{ л/мин,} \quad [142]$$

в качестве того наименьшего количества масла, которое требуется при подаче прессом с давлением в 1 ат, для подшипников с пригонкой на свободный ход, без всякого ущерба для работы, т. е. без опасности износа.

Подставляя для приводного механизма и для хорошо сконструированного подшипника паровых машин коэффициент надежности или износа $m = 1,7$, тем самым повышают потребность в смазочном масле в $1,7^3 = 4,9$ раза и получают округленно:

$$\ddot{O}_L = 0,1 \cdot d' \text{ л/мин.} \quad [143]$$

По этой формуле определяют количество масла, потребное для подшипника, у которого безопасность увеличена в 1,7 раза. Этого количества масла должно хватить и в случае последующего расширения зазора приблизительно на 50% по сравнению со средним значением пригонки на свободный ход.

Для поршневых машин с крейцкопфными направляющими и одним главным подшипником концевой кривошипа и двумя головными подшипниками у коленчатого вала можно общую потребность в масле (включая подшипник цапфы коленчатого вала, кривошипный подшипник и направляющие) при том же коэффициенте надежности $m = 1,7$ считать приблизительно в 3 раза больше потребности цапфы коленчатого вала, т. е.

$$\ddot{O}_k = 0,3 \cdot d' \text{ л/мин.} \quad [144]$$

Эта формула дает приближенную общую потребность в масле для всей поршневой машины, у которой d' означает диаметр цапфы коленчатого вала в сантиметрах.

Подобным образом можно установить эмпирическую формулу и для автомобильных моторов при расчете требующейся производительности масляного насоса; давление масла в подшипниках p'_1 и в этом случае можно принять равным 1 ат.

В отношении автомобильных двигателей, принимая во внимание значительно повышенную температуру подшипников, вязкость z берут равной 0,001, а коэффициент надежности или износа $m = 2$. Вследствие этого $\ddot{O}_{\infty}$, определяемое по формуле [142], должно быть сначала удвоено (из-за z), а затем увеличено еще в $2^3 = 8$ раз для получения практической потребности в масле для этих двигателей, которую обозначим $\ddot{O}_A$. Помножая эту величину на число главных и мотылевых подшипников мотора s (размеры тех и других приняты одинаковыми), получаем:

$$\ddot{O}_A = 0,02 \cdot 2 \cdot 8 \cdot d' \cdot s = 0,32 \cdot d' \cdot s$$

или, округляя,

$$\ddot{O}_A = 0,3 \cdot d' \cdot s \text{ л/мин.} \quad [145]$$

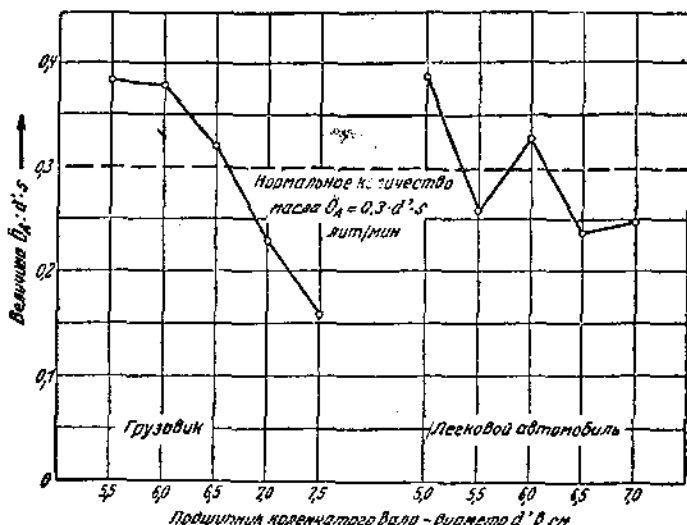
По этой формуле определяется практическая производительность масляного насоса автомотора, выведенная путем вычисления, в которой d' означает диаметр главного подшипника в сантиметрах и s — общее число главных и мотылевых подшипников.

Диаграмма фиг. 98 показывает приложение формулы [145] к практическим опытам: из наблюдений за работой большого количества готовых, зарекомендовавших себя легковых и грузовых автомобилей была определена (в цифрах) производительность масляного насоса и отложена в форме выражения $\ddot{O}_A : d' \cdot s$ как ордината; абсцисса же состоит только из одинаковых отрезков для каждой сравниваемой точки, причем диаметры цапфы d' идут в возрастающем порядке.

Если принять во внимание, что до сих пор совершенно отсутствовало какое бы то ни было основание для определения производительности насосов (к автору неоднократно обращались по этому поводу руководители работ по конструированию автомобилей), то в среднем можно считать довольно удовлетворительным согласование расчетов с приведенными практическими результатами. Систематической

разницы между значениями для грузового и легкового мотора или гармонии между этими значениями, однако, не установлено; также не установлено влияния величины или числа цилиндров, хотя брались моторы малые и большие, с 4, 6 и 8 цилиндрами, с коленчатыми валами, покоящимися на большем или меньшем числе подшипников.

У всех рассмотренных до сих пор установок с расширенным естественным охлаждением было только одно руководящее условие для выбора требующегося количества масла—необходимость в нормальном подшипнике обеспечения определенного давления масла; следовательно, количество масла должно соответствовать сопротивлению, возникающему при прохождении через подшипник. При искусственном охлаждении, в первую очередь при таком, которое находит приме-



Фиг. 98. Производительность масляного насоса, обслуживающего фактически двигатель грузового и легкового автомобиля, в сравнении с вычисленным значением по формуле [145].

нение для паротурбинных установок, потребность в масле определяется по количеству теплоты, отводимому в единицу времени, так как у таких подшипников масло, в первую очередь, служит охлаждающим средством и расчет потребности производится в конце концов с этой точки зрения. Поэтому потребность в масле для подшипников паровых турбин значительно больше, чем для подшипников со смазкой, подаваемой прессом без искусственного охлаждения. Это объясняется главным образом, тем, что температуры входящего и выходящего масла очень мало отличаются друг от друга, так что отвод теплоты, образующейся в подшипнике благодаря жидкостному трению, определяется, главным образом, количеством охлаждающего масла. Вследствие этого сопротивление движению масла через подшипник должно быть приспособлено к количеству масла.

Кроме теплоты, образующейся от жидкостного трения, нужно принимать во внимание еще некоторое количество теплоты, передаваемой

промывочному маслу от вала, нагретого паром; эту числовую величину можно установить только путем приблизительной оценки или очень грубого подсчета *.

Основное количество масла нужно в дальнейшем еще повысить, приняв во внимание ожидаемый износ масляного насоса и автоматически происходящее распределение масла в разветвлении нагнетательного трубопровода. Так как общее количество масла разделяется не в точном соответствии с вычисленными частными количествами, вследствие того что уступы поперечного сечения выходов из подшипника не вполне совпадают, то заранее нужно позаботиться о том, чтобы подшипник, имеющий слишком узкое поперечное сечение выхода масла, получал достаточное количество масла и во всяком случае не подвергался непосредственной опасности, что достигается некоторым избытком масла. Мы еще вернемся в конце этой главы к приблизительному определению поперечного сечения выхода.

Тепловой баланс для поперечного подшипника с искусственным охлаждением масла получается, без вышеупомянутых специальных дополнений, в следующем виде.

По уравнению (71), приведенному в главе 16, количество теплоты, отводимой нагнетаемым маслом с каждого квадратного метра рабочей поверхности цапфы, будет составлять:

$$\alpha_2 = \rho_1 - \alpha_1 \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2$$

и по уравнению (72) в совокупности

$$\alpha_2' = \alpha_2 \cdot d \cdot \pi \cdot l \text{ кал/час.}$$

Это общее количество теплоты должно восприниматься маслом, проходящим через подшипник в течение минуты в количестве Q'_2 л, или часовым количеством в $60 \cdot Q'_2$ л или $0,9 \cdot 60 \cdot Q'_2$ кг с удельной теплотой в w кал/кг. Температура масла в подшипнике повышается с θ_2 (температура входящего масла) до θ (принятая приблизительно равной температуре подшипника) **, т. е. до температуры выходящего масла. Отсюда будет:

$$\alpha_2 \cdot d \cdot \pi \cdot l = (\theta - \theta_2) \cdot w \cdot 0,9 \cdot 60 \cdot Q'_2 \text{ кал/час}$$

или с $w =$ круглым числом 0,4 кал/кг, отнесенным к объему масла в минуту —

$$Q'_2 = \frac{\alpha_2 \cdot d \cdot l}{6,9 \cdot (\theta - \theta_2)} \text{ л/мин.} \quad (146)$$

При этом по уравнениям (59), (64) и (71)

$$\alpha_2 = 0,174 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{(l \cdot d)}} - 17 \cdot a \cdot (\theta - \theta_1)^{1,3} \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2. \quad (147)$$

* Поверочный расчет показывает, что то количество теплоты, которое подводится к подшипнику через вал из частей турбины с высоким давлением, приблизительно соответствует количеству теплоты, отводимому подшипником „лучеиспусканием“ в воздух.

** Температура в смазочном слое держится значительно выше; у машин с большим числом оборотов она может доходить до $\theta + 30^\circ$ и выше. Если принять в среднем температуру смазочного слоя в 50° , то у обычных сортов турбинных масел вязкость масла в смазочном слое должна соответствовать приблизительно $z = 0,0008 \text{ кг} \cdot \text{сек} \cdot \text{м}^2$; у паровых турбин и турбогенераторов нужно поэтому вести расчет с этим значением.

Обозначения в этой формуле приняты следующие:

Q'_2 — количество масла, прокачиваемое в минуту через подшипник, в литрах;

α_2 — количество теплоты в $\text{кал/час} \cdot \text{м}^2$, отводимой искусственным охлаждением с каждого квадратного метра рабочей поверхности цапфы;

d и l — диаметр и длина подшипника в метрах;

θ — температура отходящего масла (приблизительно равная температуре подшипника) в градусах Цельсия;

θ_1 — температура окружающего воздуха в градусах Цельсия;

θ_2 — температура входящего масла в градусах Цельсия;

P — общая нагрузка подшипника в килограммах;

n — число оборотов цапфы в минуту;

z — абсолютная средняя вязкость смазочного материала в смазочном слое (для паровых турбин приблизительно 0,0008) в $\text{кг} \cdot \text{сек/м}^2$;

$l:d$ — отношение длины подшипника к его диаметру;

a — индивидуальный „коэффициент лучеиспускания“ по табл. 10.

Подставляя значение для α_2 , вычисленное по формуле (147), в уравнение (146) и принимая соответствующую температуру для входящего и выходящего масла, получают искомую потребность подшипника в масле.

Для паровых турбин, если пренебречь тем количеством теплоты, которое отводится естественным охлаждением, можно применить еще более простой метод, использовав только единственное уравнение. Надежность расчета от этого соответственно повышается. В этом случае расчет складывается следующим образом.

Подставляют в уравнение (146) для α_2 формулу (59) для ρ_1 и добавочные количества масла (которые требуются для компенсации могущего быть износа масляного насоса, неизбежной ненадежности разделения масла и подвода теплоты нагретым валом), объединяют вместе в общем добавочном коэффициенте ξ , который выбирают в пределах от 1,4 до 1,8. Тогда количество масла, требующееся для *поперечного подшипника паровой турбины*, определяется по следующей формуле:

$$Q'_{DQ} = \frac{\xi \cdot d^2}{39,6 \cdot (\theta - \theta_2)} \cdot \sqrt{P \cdot n^{3/2} \cdot z' \cdot (l:d)} \text{ л/мин} \quad (148)$$

Подобным же образом определяют потребность в масле при искусственно охлаждаемых башмаках крейцкопфа и продольных подшипниках.

Для башмака и крейцкопфа количество теплоты, отводимой искусственным охлаждением, приходящееся на каждый квадратный метр опорной клиновой поверхности, определяется по уравнению (102):

$$\lambda_2 = \iota_1 - \lambda_1 \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2.$$

В этой формуле количество теплоты, развивающееся на квадратном метре клиновой поверхности $B \cdot L$, определяется по уравнению (87):

$$\iota_1 = \frac{25,3}{L} \sqrt{\frac{P' \cdot V^{3/2} z}{B}} \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2,$$

а количество теплоты, отводимое естественным охлаждением, по уравнению (89):

$$\lambda_1 = 17 \cdot A \cdot (\theta - \theta_1)^{1,3} \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2;$$

после чего получается окончательно:

$$\lambda_2 = \frac{25,3}{L} \cdot \sqrt{\frac{P' \cdot V^3 \cdot z}{B}} = 17 \cdot A \cdot (\theta - \theta_1)^{1,3} \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2. \quad (149)$$

При удельной теплоте смазочного и охлаждающего масла $w = 0,4 \text{ кал/кг}$ и удельном весе 0,9 потребность в охлаждающем масле получается аналогично уравнению (146):

$$Q'_2 = \frac{\lambda_2 \cdot L \cdot B}{60 \cdot 0,9 \cdot 0,4 \cdot (\theta - \theta_2)}$$

или

$$Q'_2 = \frac{\lambda_2 \cdot L \cdot B}{21,6 \cdot (\theta - \theta_2)} \text{ л/мин}, \quad (150)$$

где θ обозначает температуру поверхности скольжения или температуру вытекающего масла и θ_2 — температуру поступающего масла.

Для комбинированных *поперечно-продольных подшипников* количество теплоты, отводимой искусственным охлаждением, в совокупности составляет:

$$\alpha'_2 = \rho + 1 - \alpha \text{ кал/час}. \quad (151)$$

В этой формуле берется по уравнению (58)

$$\rho = 0,174 \cdot d^2 \cdot \pi \sqrt{z \cdot n^3 \cdot (l:d) \cdot P} = \sqrt{0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot z} \text{ кал/час};$$

кроме того по уравнению (86) с P' в качестве нагрузки продольного подшипника:

$$\epsilon = 25,3 \cdot \sqrt{P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z} = \sqrt{640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z} \text{ кал/час}$$

и по уравнениям (61) и (64) с A' из табл. 12, в качестве „коэффициента лучеиспускания“ для комбинированного поперечно-продольного подшипника

$$\alpha = 17 \cdot A' \cdot d \cdot \pi \cdot l \cdot (\theta - \theta_1)^{1,3} \text{ кал/час}.$$

С этими отдельными величинами формула для количества теплоты, отводимой в совокупности искусственным охлаждением, составляется в следующем виде:

$$\alpha'_2 = \sqrt{0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot z} + \sqrt{640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z} - 17 \cdot A' \cdot d \cdot \pi \cdot l \cdot (\theta - \theta_1)^{1,3} \text{ кал/час}, \quad (152)$$

а требующееся для этого количество промывочного масла

$$Q'_{2L} = \frac{\alpha'_2}{60 \cdot 0,9 \cdot 0,4 \cdot (\theta - \theta_2)}$$

или

$$Q'_{2L} = \frac{\alpha'_2}{21,6 \cdot (\theta - \theta_2)} \text{ л/мин} \quad (153)$$

с θ и θ_2 , как в уравнении (150).

При данном смазочном материале z определяется из отношения

$$z = i : (0,1 \cdot \eta)^{2,6}.$$

Руководствуясь этим, можно вывести особую упрощенную формулу также для *продольных подшипников паровых турбин* аналогично уравнению (148), если пренебречь естественным отводом теплоты, принять во внимание, что A' вообще оценивается интуитивно, в уравнении (152) пренебречь третьим членом и ввести добавочный фактор ξ , как у поперечных подшипников. Тогда получим:

$$Q'_{DL} = \xi \cdot \frac{\sqrt{0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot z} + \sqrt{640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z}}{21,6 \cdot (\eta - \eta_0)}$$

или

$$Q'_{DL} = \frac{\xi}{21,6 \cdot (\eta - \eta_0)} \cdot \left(\sqrt{0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot z} + \sqrt{640 \cdot P' \cdot v^3 \cdot B \cdot z} \right) \text{ л/мин.} \quad (154)$$

В этой формуле:

Q'_{DL} — общая эффективная потребность в масле комбинированного

продольного подшипника паровой турбины в метрах в минуту;

ξ — 1,4÷1,8 — добавочный коэффициент на износ масляного насоса, ненадежность разделения масла и нагревание валом;

η — температура выходящего из подшипника масла в градусах Цельсия;

η_0 — температура входящего в подшипник масла в градусах Цельсия;

P' — общее осевое напряжение сдвига в килограммах;

V — средняя скорость скольжения упорного кольца в метрах в секунду;

B — сумма ширины всех в совокупности клиновых поверхностей в метрах;

P — общая нагрузка поперечного подшипника в килограммах;

n — число оборотов вала паровой турбины в минуту;

d — диаметр цапфы поперечного подшипника в метрах;

$l:d$ — отношение длины поперечного подшипника к диаметру;

z — средняя вязкость масла в смазочном слое в $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$ для обеих частей подшипника, принятая в 0,0008.

После того как по данной формуле определяют общую потребность в масле для всех в совокупности подшипников (а также для острия сопла для смазки червячного приводного механизма), полученный результат делят еще на объемную степень действия (которая предусматривательно берется равной 0,7), чтобы получить в конце концов числовую величину подачи смазочного масла зубчатым насосом.

В формуле (148) интересна еще характеристика влияния длины подшипника на потери трения и на потребность в масле для охлаждения подшипника; если у подшипника отношение длины к диаметру вместо $l:d=2,0$ (как принято до сих пор) берется $l:d=1,2$ (как рекомендуется), то, пренебрегая даже экономией в расходах по изготовлению подшипника, получают 22% экономии в потерях на трение, и кроме того это дает возможность выбирать меньший масляный насос и меньшее охлаждение масла.

Таким же образом, как и у поперечных подшипников, определяется потребление смазочного материала у плоских поверхностей скольжения с естественным охлаждением (ползун крейцкопфа и продольный подшипник).

В основном уравнении (128)

$$q = \frac{p_0 \cdot b \cdot h_m^3}{12 \cdot l_1 \cdot z} \text{ м}^3/\text{сек};$$

по фиг. 44 для капельной смазки и проходящих сбоку опорных клиновых поверхностей ставят:

$$b = L; h_m = H_m = H + 0,5 \cdot \varepsilon \cdot L; l_1 = 0,5 \cdot B_1; p_0 = 2 \cdot p_m.$$

Общая потеря масла каждой отдельной клиновой поверхности составляет $2 \cdot q$, так как по обе стороны вытекает равное количество; таким образом

$$Q = 2 \cdot q = 2 \cdot \frac{2 \cdot p_m \cdot L \cdot (H + 0,5 \cdot \varepsilon \cdot L)^3}{12 \cdot 0,5 \cdot B_1 \cdot z} \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Потребление масла непосредственно смазываемыми опорными клиновыми плоскостями опорной поверхности будет поэтому равно:

$$Q_{\text{тр. капельн.}} = \frac{p_m \cdot L \cdot (H + 0,5 \cdot \varepsilon \cdot L)^3 \cdot j}{1,5 \cdot B_1 \cdot z} \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (155)$$

В этой формуле p_m обозначает среднее давление смазочного слоя в кг/м², L —длину каждой отдельной клиновой поверхности в метрах; H —наименьшую толщину смазочного слоя в метрах; ε —подъем клина в метрах на 1 м длины; j —число опорных, непосредственно смазываемых, клиновых поверхностей в одном направлении; B_1 —ширину отдельной клиновой поверхности в метрах; z —среднюю абсолютную вязкость смазочного средства в смазочном слое в кг·сек/м².

Уравнение (155) имеет силу только для подвода масла без давления (капельная смазка) в применении к продольным подшипникам с одинарным или двойным направлением вращения, равно как для ползунов крейцкопфа и подобных ему тел скольжения. При этом не принимаются во внимание те клиновые поверхности, которые хотя и имеются налицо, но которые в рассматриваемый момент являются не поддерживающими (обратные); то же самое относится и к тем частям опорной поверхности, которые устроены между клиновыми поверхностями и остаются параллельными плоскости скольжения, а также к самым передним клиновым поверхностям у ползунов крейцкопфа (следовательно, смазываемым не непосредственно). В виде компенсации за этот преувеличенно благоприятный расчет клиновые поверхности были приняты сквозными (перпендикулярно к направлению движения), что встречается, главным образом, только у продольных подшипников. Помножая Q на $1000 \cdot 60 = 60\,000$, получают Q' в л/мин.

При смазке под давлением к потребности масла для поддерживающих клиновых поверхностей по формуле (155) прибавляют еще потерю в давлении масла через неподдерживающие клиновые по-

верхности. Последнее получается из формулы (155) введением в нее вместо среднего удельного давления p_m половины давления, оказываемого маслом и равного $0,5 \cdot p_1$ кг/м².

Выражение $0,5 \cdot p_1$ основано на том, что формула (155) была построена на среднем вычисленном удельном давлении, которое, только будучи удвоенным, давало в середине клиновой поверхности намеченное давление, требующееся для процесса вытекания масла. Подставляя p_1 вместо p_m , мы рассматриваем давление масла, подаваемого прессом определенным образом, как удельное давление и поэтому должны делением на 2 компенсировать удвоение значения p , содержащееся в числовом коэффициенте 1,5 формулы (155), чтобы в середине клиновой поверхности проявилось действие фактически данного масляного давления p_1 кг/м².

Таким образом мы можем принять для плоских поддерживающих поверхностей с двойными клиновыми плоскостями при смазке под давлением:

$$Q_{\text{тр. давл}} = \frac{p_m \cdot L \cdot (H + 0,5 \cdot \varepsilon \cdot L)^3 \cdot f}{1,5 \cdot B_1 \cdot z} + \frac{0,5 \cdot p_1 \cdot L \cdot (H + 0,5 \cdot \varepsilon \cdot L)^3 \cdot f}{1,5 \cdot B_1 \cdot z}$$

или

$$Q_{\text{тр. давл}} = \left(1 + \frac{0,5 \cdot p_1}{p_m}\right) \cdot \frac{p_m \cdot L \cdot (H + 0,5 \cdot \varepsilon \cdot L)^3 \cdot f}{1,5 \cdot B_1 \cdot z} \text{ м}^3/\text{сек.} \quad (156)$$

В соответствии с формулой (155) и в этой формуле все вычисляется в метрах: $\frac{0,5 \cdot p_1}{p_m}$ можно, конечно, поставить равным $\frac{0,5 \cdot p_0}{p_m}$ ат.

Формула (156) имеет силу для ползунов, работающих при подаче масла под давлением (с расширенным естественным охлаждением) или для продольных с двойными клиновыми поверхностями для двойного направления скольжения, у которых „обухи“ клиньев непосредственно переходят друг в друга без особых подводящих канавок. Если продольный подшипник выполняется только для одного направления движения с очень плоскими радиальными канавками, то формула (156) может найти применение и для этого случая при предположении, что поперечное сечение отсутствующих, ненагруженных (обратных) клиновых поверхностей приблизительно соответствует той же самой, очень плоской радиальной канавке. При более глубокой радиальной канавке продольного подшипника с „односторонним направлением“ величина отношения $0,5 \cdot p_1 : p_m$ увеличивается, примерно, от 2 до 4 раз.

Пример 10

Подшипник диаметром в 10 см и длиной в 15 см работает с пригонкой на свободный ход при среднем удельном давлении $p = 20$ кг/см²; смазочный материал обладает вязкостью при рабочей температуре подшипника $z = 0,008$ кг · сек/м². Каково будет потребление масла при скудной каплевой смазке?

По формуле [133]:

$$Q'_{\text{капельн}} = \frac{0,3 \cdot p \cdot (D' - d')^3}{(l : d) \cdot z} \text{ л/мин.}$$

Средний идеальный зазор при пригоне на свободный ход составляет по диаграмме фиг. 50 для цапфы диаметром в 100 мм $D' - d'' = 0,09$ мм, или $D' - d'' = 0,009$ см. Отношение данных подшипника к диаметру составляет $l:d = 15:10 = 1,5$.

Отсюда получается следующая потребность в масле при скудной капельной смазке:

$$Q'_{\text{капельн}} = \frac{0,3 \cdot 20 \cdot 9^3}{1,5 \cdot 1000^3 \cdot 0,008} = \frac{0,3 \cdot 20}{1,5 \cdot 111^3 \cdot 0,008} = \frac{6}{1,5 \cdot 1370000 \cdot 0,008} = 0,000365 \text{ л/мин, или } 0,33 \text{ ч/мин.}$$

Увеличением подачи смазки до 8,5 ч/мин можно достигнуть полной смазки.

Пример 11

Подшипник, взятый в примере 10, работает со смазкой под давлением, причем последнее составляет 1 ат. Как велика потребность в смазочном материале у этого подшипника, если вязкость в смазочном слое принята по-прежнему $z = 0,008$?

Подставляя данные подшипника, получим по уравнению (140):

$$Q'_{\text{давл}} = (7 \cdot p + 100 \cdot p_1) \cdot \frac{(D' - d'')^3}{(l:d) \cdot z} = \frac{7 \cdot 20 + 100 \cdot 1}{1,5 \cdot 111^3 \cdot 0,008} = \frac{140 + 100}{1,5 \cdot 1370000 \cdot 0,008};$$

$$Q'_{\text{давл}} = \frac{240}{16400} = 0,0146 \text{ л/мин,}$$

или круглым числом 13 ч/мин.

Пример 12

Восьмицилиндровый автомобильный мотор, покоящийся на 9 подшипниках, с диаметром главного подшипника в 60 мм, должен иметь в подшипниках давление масла около 1 ат. Как велика должна быть подача масляного насоса, если имеются в виду разработанные подшипники?

Общее число головных и мотылевых подшипников $s = 9 + 8 = 17$. С данным диаметром цапфы $d' = 6$ см мы получаем по формуле [145], выведенной для изношенного подшипника:

$$\dot{Q}_A = 0,3 \cdot d' \cdot s = 0,3 \cdot 6 \cdot 17 = 30,6 \text{ л/мин.}$$

Пример 13

Для сильно нагруженного подшипника ильгнеровского умформера нужно определить потребность в охлаждающем масле. Диаметр подшипника в соответствии с силой вращения дан $D'' = 400$ мм. Как велико должно быть количество подаваемого в минуту масла Q'_2 при $P = 40000$ кг, $l:d = 1,5$ и $l = 500$, если масло с вязкостью по Энглеру около 3 при 50°Ц должно поступать в подшипник с температурой $\theta_2 = 40^\circ$ и выходить из подшипника с температурой $\theta = 60^\circ \text{Ц}$.

Вязкость масла при $\theta = 60^\circ$ будет при $i = 0,12$ (по табл. 11) составлять, соответственно формуле (67):

$$z = \frac{i}{(0,1 \cdot 0)^{2,5}} = \frac{0,12}{6^{2,5}} = \frac{0,12}{105} = 0,00114 \text{ кг \cdot сек/м}^2;$$

с $a = 2$ (по табл. 10) и $\theta_1 = 20^\circ$, мы получаем, таким образом, количество теплоты, отводимой при помощи искусственного охлаждения каждым квадратным метром внутренней поверхности подшипника, по уравнению (147):

$$\alpha_2 = 0,174 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{(l:d)}} - 17 \cdot a \cdot (\theta - \theta_1)^{1,3} =$$

$$= 0,174 \cdot \sqrt{\frac{40000 \cdot 500^3 \cdot 0,00114}{1,5}} - 17 \cdot 2 \cdot (60 - 20)^{1,3} =$$

$$= 0,174 \cdot 500 \cdot \sqrt{15200} - 34 \cdot 120 = 87 \cdot 123 - 4070;$$

$$\alpha_2 = 10700 - 4070 = 6630 \text{ кал/час \cdot м}^2.$$

Искомое количество промывочного масла составит при этом значении α_2 по формуле (146);

$$Q'_2 = \frac{\alpha_2 \cdot d \cdot l}{6,9 \cdot (\theta - \theta_2)} = \frac{6630 \cdot 0,4 \cdot 0,6}{6,9 \cdot (60 - 40)};$$

$$Q'_2 = \frac{6630 \cdot 0,24}{138} = 11,6 \text{ л/мин.}$$

В тех случаях, когда стремятся к эксцентриситету $\chi = 0,5$, зазор будет иметь по формуле [53] наивысшую допустимую величину:

$$(D'' - d'')_{0,5} = \frac{d''}{309} \cdot \sqrt{\frac{z \cdot n}{p}} = \frac{400}{309} \cdot \sqrt{\frac{0,00114 \cdot 500 \cdot 40 \cdot 60}{40 \cdot 000}};$$

$$(D'' - d'')_{0,5} = 1,3 \cdot \sqrt{\frac{1}{29}} = \frac{1,3}{5,4} = 0,24 \text{ мм,}$$

причем поперечное сечение выхода промывочного масла нужно еще проверить по данным, помещенным в конце этой главы.

Пример 14

Продольный подшипник центробежного насоса для холодной воды при $n = 1500$ и $P' = 2000$ кг осевого напряжения имеет 15 клиновых поверхностей, каждая шириной $B = 0,045$ м и длиной $L = 0,015$ м; средняя скорость скольжения составляет $V = 12$ м/сек. Как велика потребность в промывочном масле, если таковое имеет вязкость 4 по Энглеру, что соответствует $i = 0,17$, если $\theta = 50^\circ$; $\theta_1 = 15^\circ$; $\theta_2 = 30^\circ$ и $A' = 4$, а поперечный подшипник имеет размеры $d'' = 90$ мм и $l: d = 1,2$ и должен иметь нагрузку $P = 200$ кг?

Вязкость в смазочном слое получается по формуле (67):

$$z = \frac{i}{(0,1 \cdot \theta)^{2,6}} = \frac{0,17}{5^{2,6}} = \frac{0,17}{66} \approx 0,0026 \text{ кг · сек/м}^2.$$

Количество теплоты, отводимой при помощи искусственного охлаждения, составит по формуле (152):

$$\begin{aligned} \alpha'_2 &= \sqrt{0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot z + \sqrt{640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z \cdot \pi \cdot l \cdot (\theta - \theta_1)^{1,3}}} = \\ &= \sqrt{0,3 \cdot 200 \cdot 1500^3 \cdot 0,09^4 \cdot 1,2 \cdot 0,0026} + \\ &+ \sqrt{640 \cdot 2000 \cdot 12^3 \cdot 15 \cdot 0,045 \cdot 0,0026} - 17 \cdot 4 \cdot 0,09 \cdot \pi \cdot 0,118 \cdot 351,4; \\ \alpha'_2 &= \sqrt{40 \cdot 900} + \sqrt{3 \cdot 900 \cdot 000} - 230 \approx 202 + 1970 - 230 = 1942 \text{ кал/час,} \end{aligned}$$

и требующееся для этого количество промывочного масла по формуле (153):

$$Q'_{2L} = \frac{\alpha'_2}{21,6 \cdot (\theta - \theta_2)} = \frac{1942}{21,6 \cdot 20} = \frac{1942}{432} \approx 4,5 \text{ л/мин.}$$

Пример 15

Для поперечного подшипника паровой турбины с $d'' = 200$ и $l' = 240$ мм, который при $n = 3000$ имеет нагрузку $P = 2000$ кг, нужно определить потребность в охлаждающем масле. Как велико Q_{DQ} , если $z = 0,0008$ кг · сек/м²; добавочный коэффициент $\xi = 1,6$; температура входящего охлаждающего масла $\theta_2 = 45^\circ$ и температура выходящего масла $\theta = 65^\circ$ Ц.

По формуле (148):

$$\begin{aligned} Q'_{DQ} &= \frac{\xi \cdot d^3}{39,6 \cdot (\theta - \theta_2)} \cdot \sqrt{P \cdot n^3 \cdot z \cdot (l:d)} = \\ &= \frac{1,6 \cdot 0,2^3}{39,6 \cdot (65 - 45)} \cdot \sqrt{2000 \cdot 3000^3 \cdot 0,0008 \cdot 1,2} = \\ &= \frac{1,6 \cdot 0,04 \cdot 3000}{39,6 \cdot 20} \cdot \sqrt{2000 \cdot 3000 \cdot 0,0008 \cdot 1,2} = \frac{19,2}{19,2} \cdot \sqrt{5750} = \frac{19,2 \cdot 75}{79,2}; \\ Q_{DQ} &= 18,2 \text{ л/мин.} \end{aligned}$$

Поперечное сечение прохода в подшипнике, требующееся для пропуска этого количества масла, определяется отдельно и контролируется по данным, приведенным в конце этой главы.

Пример 16

Для продольного подшипника паровой турбины с $d'' = 200$, который при $n = 3009$ может быть нагружен осевым давлением $P' = 8000$ кг, нужно определить требующееся количество охлаждающего масла. Суммарная ширина отдельных клиновых поверхностей составляет $B = 15 \cdot 0,095 = 1,42$ м; средняя скорость скольжения $V = 48$ м/сек; вязкость масла в смазочном слое $z = 0,0008$ кг·сек/м²; добавочный фактор $\xi = 1,6$; температура входящего масла $\theta_2 = 45^\circ$ и температура выходящего масла $\theta = 65^\circ$. Как велико будет Q'_{DL} , если поперечный подшипник при $l:d = 1.0$ имеет нагрузку $P = 1000$ кг?

По формуле (154):

$$\begin{aligned} Q'_{DL} &= \frac{\xi}{21,6(\theta - \theta_2)} \cdot (V \cdot 0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot z + V \cdot 640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z) = \\ &= \frac{1,6}{21,6 \cdot 20} \cdot (V \cdot 0,3 \cdot 1000 \cdot 3009^3 \cdot 0,24 \cdot 1 \cdot 0,0008 + V \cdot 640 \cdot 8000 \cdot 48^3 \cdot 1,42 \cdot 0,0008) = \\ &= \frac{1,6}{432} (V \cdot 3000 \cdot 3450 + V \cdot 8000 \cdot 80000) = \frac{1,6}{432} \cdot (54,9 \cdot 58,8 + 89,4 \cdot 283); \\ Q'_{DL} &= \frac{1,6}{432} (3220 + 25300) = \frac{1,6 \cdot 28520}{432} = \frac{45700}{432} = 106 \text{ л/мин.} \end{aligned}$$

*Требующееся поперечное сечение подшипника для пропуска вычисленного количества масла определяется отдельно и контролируется по данным, приведенным в конце этой главы.

Пример 17

Какое количество масла под давлением в 0,5 ат необходимо ползуону крейцкопфа с двумя непосредственно смазываемыми клиновыми поверхностями, согласно фиг. 2, в 40 мм длины и 180 мм ширины для каждого направления движения при среднем удельном давлении в 5 кг/см², подъема клина $\epsilon = 0,005$ и наименьшей толщине смазочного слоя $H = 0,00001$ м, если смазочный материал имеет вязкость $z = 0,008$ кг·сек/м²?

По формуле (156) мы получаем:

$$\begin{aligned} Q_{Tr. \text{ дав.}} &= \left(1 + \frac{0,5 \cdot p_1}{p_m}\right) \cdot \frac{p_m \cdot L \cdot (H + 0,5 \cdot \epsilon \cdot L)^3 \cdot j'}{1,5 \cdot B_1 \cdot z} = \\ &= \left(1 + \frac{0,5 \cdot 5000}{50000}\right) \cdot \frac{50000 \cdot 0,04 \cdot (0,00001 + 5 \cdot 0,005 \cdot 0,04)^3 \cdot 2}{1,5 \cdot 0,18 \cdot 0,008}; \\ Q_{Tr. \text{ дав.}} &= (1 + 0,05) \cdot \frac{2000 \cdot 2}{0,00216 \cdot 9100^3} = \frac{1,05 \cdot 4}{1630600} = 0,00000258 \text{ м}^3/\text{сек.} \end{aligned}$$

или, перечисляя в л/мин,

$$0,00000258 \cdot 1000 \cdot 60 = 0,155 \text{ л/мин.}$$

При клиновых поверхностях, не проходящих сбоку, потребность в масле, естественно, значительно уменьшается.

Пример 18

Для продольного подшипника червячной передачи, работающего с расширенным естественным охлаждением, нужно определить потребность в масле. Давление масла, подаваемого прессом $p_0 = 1$ ат; среднее удельное давление у клиновых поверхностей $p = 15$ ат; наименьшая толщина смазочного слоя $H'' = 0,006$ мм; вязкость масла в смазочном слое $z = 0,001$ кг·сек/м²; подъем клина $\epsilon = 0,002$ мм; ширина клиновой поверхности $B'' = 30$ мм; длина клиновой поверхности $L'' = 10$ мм и число клиновых поверхностей $j = j' = 15$. Как велика Q' , если каждый обух клина (клиновые поверхности имеются только для одного направления движения) входит в радиальную маслоподводящую канавку полукруглой формы?

Так как в этом случае, как легко установить, поперечное сечение радиальной канавки соответствует поперечному сечению клиновой поверхности, то можно опре-

десать потребность в масле (несмотря на односторонность клиновых поверхностей по формуле (156)). Мы получим тогда, взяв количество масла в литрах:

$$Q_{\text{тр. давл}} = \left(1 + \frac{0,5 \cdot p_1}{p_m}\right) \cdot \frac{p_m \cdot L \cdot (H + 0,5 \cdot e \cdot L)^2 \cdot f'}{1,5 \cdot B_1 \cdot z} \cdot 60000 \text{ л/мин.} =$$

$$= \left(1 + \frac{0,5 \cdot 1}{15} \cdot \frac{150000 \cdot 0,01 \cdot (0,000006 + 0,5 \cdot 0,002 \cdot 0,01)^2 \cdot 15}{1,5 \cdot 0,03 \cdot 0,001}\right) \cdot 60000 =$$

$$= \frac{1,033 \cdot 60000 \cdot 15 \cdot 1500 \cdot 0,000016^3}{0,000045} = \frac{60000 \cdot 23200}{0,000045 \cdot 62500^3} = \frac{140}{1100};$$

$$Q'_{\text{тр. давл}} = 0,127 \text{ л/мин.}$$

При радиальных полуокружных канавках радиусом в 2 мм в данном случае значение $\frac{0,5 \cdot p_1}{p_m} = \frac{0,5 \cdot p_2}{p}$ помножается на $2^2 = 4$.

При большой мощности интересен расход энергии на подачу масла. При $\dot{O}$ л/мин и масляном давлении p_0 ат он составляет в среднем без сопротивления трению:

$$N_0 = \frac{\dot{O} \cdot 0,9 \cdot p_0 \cdot 11,1}{60 \cdot 75}.$$

$$N_0 = \frac{\dot{O} \cdot p_0}{450} \text{ л. с.} \quad [157]$$

В дальнейшем изложении даются некоторые обоснования для расчета питательного маслопровода.

Если трубопровод суженного сечения F_a с диаметром в свету d_0 и длиной l_0 м должен подавать жидкость со скоростью v_a м/сек, причем имеется сопротивление в виде вентиля, изгибов и фильтров, то у входного отверстия трубы требуется гидравлическое давление H_0 м столба жидкости. При этом та часть высоты давления h_a м, за счет которой будет происходить вытекание масла со скоростью v_a , будет называться „высотой скорости вытекания“ (полезной), та часть, за счет которой будет совершаться преодоление трения в трубе — h_R — „высотой сопротивления трения в трубе“ (практически „потерянной“) и наконец, та часть, за счет которой будут преодолеваются особые сопротивления — h_w — „высотой особых сопротивлений“. Названные элементы дают уравнение:

$$H_0 = h_a + h_R + h_w \text{ м.} \quad (158)$$

Для создания и поддержания скорости течения в трубе v_a („трубная скорость“) требуется в каждом случае без трения, не принятого во внимание, высота давления, определяемая формулой:

$$h_0 = \frac{v_a^2}{2 \cdot g} \text{ м;} \quad (159)$$

при скорости v_a (в выходном поперечном сечении) давление

$$h_a = \frac{v_a^2}{2 \cdot g} \text{ и т. д.}$$

Это общеизвестное выражение представляет собой „живую силу“

1 кг жидкости массой M в $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$, причем g обозначает среднее земное ускорение. Получают:

$$h_0 = \frac{M \cdot v_0^2}{2} \text{ мкг} \text{ или } \frac{1 \cdot v_0^2}{2 \cdot g} \text{ м столба жидкости.}$$

Высота сопротивления в гидравлике всегда выражается кратным (или частной величины) „высоты скорости“, так что высота сопротивления при трубе скорости v_0 , примерно, будет составлять:

$$h_r = \zeta \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g} \text{ м.} \quad (160)$$

Индивидуальный коэффициент любого сопротивления ζ каждый раз помножается на скоростную высоту той самой скорости, с которой проходится соответственный путь сопротивления; так, для поперечного сечения трубы имеет силу $v_0^2:2 \cdot g$, для выходного поперечного сечения $v_a^2:2 \cdot g$ и т. д.

Последнее, т. е. полезная высота скорости вытекания, имеет всегда коэффициент сопротивления $\zeta = 1$.

Как дальше будет показано, у всасывающего маслопровода принимается во внимание только статическая высота всасывания, высота сопротивления в трубе и высота скорости сопротивления, у нагнетательного маслопровода, по известным причинам, по большей части, только высота сопротивления трения в трубе. Поэтому внимания заслуживает, главным образом, это последнее.

Для труб с круглым поперечным сечением коэффициент сопротивления в трубах вообще определяется по формуле:

$$\zeta_R = \frac{\lambda_0 \cdot l_0}{d_0}, \quad (161)$$

где l_0 и d_0 — длина и диаметр питательной трубы и λ_0 — коэффициент трения в трубе.

Соответственно этому общая форма уравнения (160) высоты сопротивления трения в трубе примет вид:

$$h_R = \zeta_R \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g} = \frac{\lambda_0 \cdot l_0}{d_0} \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g} \text{ м} \quad (162)$$

Для расчета λ_0 скорее всего пригодно общее уравнение Г. Ланга, построенное на абсолютной вязкости:

$$\lambda_0 = \alpha \cdot \left(1 - \frac{R_{0K}}{R_0}\right) + 2 \cdot \sqrt{\alpha \cdot \left(1 - \frac{R_{0K}}{R_0}\right) \cdot \frac{64}{R_0} + \frac{64}{R_0}}. \quad (163)$$

В этом уравнении α означает коэффициент шероховатости для вихревого потока и R_0 — рейнольдсово число; согласно уравнению (5):

$$R_0 = \frac{d_0 \cdot v_0 \cdot \gamma_0}{z \cdot g}, \quad (164)$$

где γ_0 взята в качестве единицы веса жидкости в $\text{кг}/\text{м}^3$, z — абсолютная вязкость $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$ и g — земное ускорение, равное $9,81 \text{ м}/\text{сек}^2$.

R_0 образуется от деления $d_0 \cdot v_0$ на „кинематическую вязкость“ $z \cdot g \cdot \gamma_0$ м²/сек, а последняя опять-таки от деления абсолютной вязкости z на плотность γ_0 : г кг · сек²/м⁴.

При „критической скорости“ v_{0K} согласно формуле (5) будет $R_0 = R_{0K}$ — „критическому рейнольдсову числу“:

$$R_{0K} = 2000.$$

Если в формулу (163) для вновь изготовленной, гладкой внутри трубы подставим $\alpha_\lambda = 0,012$ и $R_{0K} = 2000$, то формула получает удобный для применения вид:

$$\lambda_0 = 0,012 \cdot \left(1 - \frac{2000}{R_0}\right) + 2 \cdot \sqrt{0,012 \cdot \left(1 - \frac{2000}{R_0}\right) \cdot \frac{64}{R_0} + \frac{64}{R_0}}. \quad (165)$$

В пределах критического числа R_{0K} , т. е. при тех значениях R_0 , по уравнению (164), которые меньше 2000, имеет силу закон для ламинарного (с параллельными струями) течения; выше $R_0 = 2000$ — закон для вихревого движения. Посредством „замедления вихревого движения“ можно по опытам с водой получить ламинарное течение даже до $R_0 = 3000$. (Впрочем, нужно заметить, что определения, относящиеся к этому вопросу, еще не закончены.)

При ламинарном движении коэффициент шероховатости α_λ будет равен нулю, так что коэффициент трения в трубах для ламинарного потока примет простую форму:

$$\lambda_{oL} = \frac{64}{R_0}, \quad (166)$$

ввиду того что отпадает „турбулентная добавка“, которая выражается первым и вторым членом формулы (165). λ_0 определяется, таким образом, в пределах $R_0 = 2000$ по формуле (166), сверх $R_0 = 2000$ — по формуле (165); h_R — всегда по формуле (162).

Как можно еще узнать из диаграммы, представленной на фиг. 99, λ_0 в пределах критической скорости (выраженной $R_0 < 2000$) состоит только из λ_{oL} , сверх критической скорости ($R_0 > 2000$) — λ_{oL} + „турбулентная добавка“, соответственно первым двум членам формулы (165). Чем вязче жидкость, тем меньше будет по формуле (164) значение R_0 , тем более приближается кривая к началу координат и тем больше будет λ_0 . Предельное значение его при $R_0 = 0$ будет бесконечно велико.

Чтобы дать наиболее удобный для практического использования метод определения диаметра трубы по ее сопротивлению в табл. 18 приведена высота сопротивления трения трубы h_R на каждый метр длины трубы, определенная по формуле (162) и пересчитанная по формуле (167) на p_R в кг/см². Пересчет на атмосферы производится по отношению

$$H_F \cdot \gamma_F = H_w \cdot \gamma_w,$$

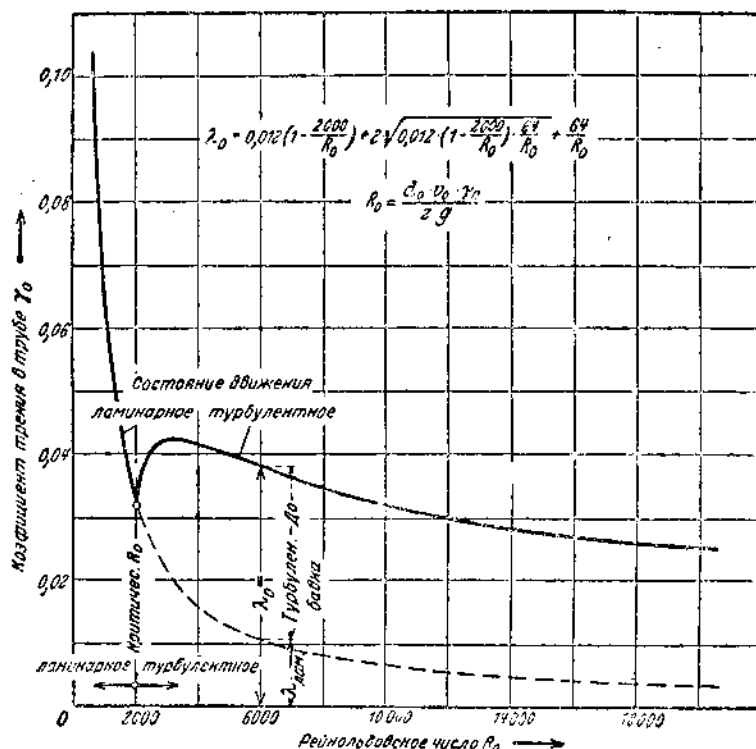
т. е. высота столба жидкости H_F , умноженная на удельный вес γ_F жидкости, равна высоте столба воды H_w , умноженной на удельный

вес воды. Так как одна атмосфера, как известно, соответствует давлению водяного столба в 10 м, то

$$p_w = \frac{H_w \cdot \gamma_w}{10} \text{ ат и } p_F = \frac{H_F \cdot \gamma_F}{10} \text{ ат;}$$

отсюда для масла с удельным весом $\gamma_F = 0,9$ среднее значение искомой высоты сопротивления трения в трубе h_R м, обозначенное p_R , будет составлять в ат:

$$p_R = \frac{H_F \cdot \gamma_F}{10} = \frac{0,9 \cdot h_R}{10} = 0,09 \cdot h_R \text{ ат.} \quad [167]$$



Фиг. 99. Коэффициент трения в трубе λ_0 в зависимости от рейнольдсова числа для масла любой вязкости, охватывающий область ламинарного и турбулентного течения.

Сообразно этому при среднем удельном весе, принятом выше, столб масла должен быть больше числа атмосфер в 11,1 раза; следовательно, можно написать:

$$h_R = 11,1 \cdot p_R \text{ м.}$$

Табл. 18 охватывает диаметр труб $d_0'' = 5 \div 60$ мм и количество масла $Q' = 2 \div 500$ л/мин, так что она может быть применена как

Скорость потока v_0 в л/сек; поперечный разрез трубы F_0 в см²; высота скорости в трубе и высота сопротивления трению в трубе pr в ат на 1 м прямой трубы при давлении Q' в ат/м² и d_n в см для масла при вязкости $E^0 = 2 \div 100$ гравесов Энглера.

d, m	Q ²	Q ²														
		2	5	10	20	30	40	50	100	150	200	250	300	400	500	
F ₀ = 0.2 cm ²	ε ₀	1.70	4.26	8.50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₀	0.013	0.033	0.053	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁	0.23	0.55	2.80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₂	0.56	1.40	2.80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₃	0.06	2.15	4.30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₄	1.44	3.60	7.20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₅	4.40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₆	8.40	21	42	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₇	14.40	35	72	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁₀	14.40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
F ₀ = 0.3 cm ²	ε ₀	0.66	1.66	3.31	6.60	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₀	0.002	0.013	0.020	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁	0.035	0.09	3.30	1.03	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₂	0.034	0.31	1.10	0.54	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₃	0.13	0.32	0.64	1.25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₄	0.13	0.32	0.64	1.25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₅	0.22	0.52	0.82	2.20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₆	0.66	1.65	0.25	6.60	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₇	3.20	0.051	13.20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁₀	1.32	5.40	11	72	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
F ₀ = 0.79 cm ²	ε ₀	0.43	1.07	2.13	4.26	6.40	6.50	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₀	0.00053	0.021	0.084	0.19	0.23	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁	0.014	0.016	0.07	0.35	0.74	1.15	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₂	0.005	0.006	0.17	0.35	0.73	1.38	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₃	0.023	0.13	0.27	0.54	0.90	1.68	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₄	0.09	0.23	0.48	0.99	1.35	1.80	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₅	0.27	0.68	1.36	2.72	4.03	5.74	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₆	0.54	1.36	2.72	5.44	8.16	10.88	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₇	0.90	2.23	4.46	8.92	13.40	17.84	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁₀	0.30	0.74	1.68	2.86	4.45	5.92	7.40	—	—	—	—	—	—	—	
F ₀ = 1.13 cm ²	ε ₀	0.30	0.74	1.68	2.86	4.45	5.92	7.40	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₀	0.00021	0.0085	0.031	0.094	0.16	0.23	—	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁	0.007	0.017	0.035	0.14	0.20	0.31	0.74	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₂	0.017	0.032	0.084	0.17	0.25	0.35	0.58	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₃	0.006	0.005	0.13	0.26	0.39	0.52	0.76	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₄	0.044	0.11	0.22	0.44	0.56	0.93	1.10	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₅	0.13	0.23	0.69	1.32	1.98	2.64	2.90	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₆	0.26	0.66	1.35	2.64	3.95	5.28	6.60	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₇	0.43	1.07	2.14	4.28	6.42	8.56	10.70	—	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁₀	0.19	0.47	0.95	1.90	2.85	3.40	4.75	9.50	—	—	—	—	—	—	
F ₀ = 1.77 cm ²	ε ₀	0.19	0.47	0.95	1.90	2.85	3.40	4.75	9.50	—	—	—	—	—	—	
	PR ₀	0.00017	0.001	0.0043	0.017	0.037	0.057	0.10	0.21	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁	0.0028	0.007	0.014	0.044	0.11	0.13	0.26	0.30	—	—	—	—	—	—	
	PR ₂	0.0068	0.017	0.034	0.088	0.10	0.14	0.28	1.10	—	—	—	—	—	—	
	PR ₃	0.011	0.025	0.053	0.11	0.16	0.22	0.27	1.16	—	—	—	—	—	—	
	PR ₄	0.018	0.045	0.09	0.18	0.27	0.36	0.45	0.90	—	—	—	—	—	—	
	PR ₅	0.033	0.14	0.27	0.54	0.81	1.08	1.35	2.70	—	—	—	—	—	—	
	PR ₆	0.11	0.27	0.54	1.08	1.62	2.16	2.86	3.41	—	—	—	—	—	—	
	PR ₇	0.19	0.47	0.95	1.90	2.85	3.40	4.75	9.50	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁₀	0.08	0.19	0.38	0.76	1.13	1.53	2.00	2.60	—	—	—	—	—	—	
F ₀ = 3.14 cm ²	ε ₀	0.19	0.47	0.95	1.90	2.85	3.40	4.75	9.50	—	—	—	—	—	—	
	PR ₀	0.00017	0.001	0.0043	0.017	0.037	0.057	0.10	0.21	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁	0.0028	0.007	0.014	0.044	0.11	0.13	0.26	0.30	—	—	—	—	—	—	
	PR ₂	0.0068	0.017	0.034	0.088	0.10	0.14	0.28	1.10	—	—	—	—	—	—	
	PR ₃	0.011	0.025	0.053	0.11	0.16	0.22	0.27	1.16	—	—	—	—	—	—	
	PR ₄	0.018	0.045	0.09	0.18	0.27	0.36	0.45	0.90	—	—	—	—	—	—	
	PR ₅	0.033	0.14	0.27	0.54	0.81	1.08	1.35	2.70	—	—	—	—	—	—	
	PR ₆	0.11	0.27	0.54	1.08	1.62	2.16	2.86	3.41	—	—	—	—	—	—	
	PR ₇	0.19	0.47	0.95	1.90	2.85	3.40	4.75	9.50	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁₀	0.08	0.19	0.38	0.76	1.13	1.53	2.00	2.60	—	—	—	—	—	—	
F ₀ = 7.05 cm ²	ε ₀	0.19	0.47	0.95	1.90	2.85	3.40	4.75	9.50	—	—	—	—	—	—	
	PR ₀	0.00017	0.001	0.0043	0.017	0.037	0.057	0.10	0.21	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁	0.0028	0.007	0.014	0.044	0.11	0.13	0.26	0.30	—	—	—	—	—	—	
	PR ₂	0.0068	0.017	0.034	0.088	0.10	0.14	0.28	1.10	—	—	—	—	—	—	
	PR ₃	0.011	0.025	0.053	0.11	0.16	0.22	0.27	1.16	—	—	—	—	—	—	
	PR ₄	0.018	0.045	0.09	0.18	0.27	0.36	0.45	0.90	—	—	—	—	—	—	
	PR ₅	0.033	0.14	0.27	0.54	0.81	1.08	1.35	2.70	—	—	—	—	—	—	
	PR ₆	0.11	0.27	0.54	1.08	1.62	2.16	2.86	3.41	—	—	—	—	—	—	
	PR ₇	0.19	0.47	0.95	1.90	2.85	3.40	4.75	9.50	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁₀	0.08	0.19	0.38	0.76	1.13	1.53	2.00	2.60	—	—	—	—	—	—	
F ₀ = 12.56 cm ²	ε ₀	0.19	0.47	0.95	1.90	2.85	3.40	4.75	9.50	—	—	—	—	—	—	
	PR ₀	0.00017	0.001	0.0043	0.017	0.037	0.057	0.10	0.21	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁	0.0028	0.007	0.014	0.044	0.11	0.13	0.26	0.30	—	—	—	—	—	—	
	PR ₂	0.0068	0.017	0.034	0.088	0.10	0.14	0.28	1.10	—	—	—	—	—	—	
	PR ₃	0.011	0.025	0.053	0.11	0.16	0.22	0.27	1.16	—	—	—	—	—	—	
	PR ₄	0.018	0.045	0.09	0.18	0.27	0.36	0.45	0.90	—	—	—	—	—	—	
	PR ₅	0.033	0.14	0.27	0.54	0.81	1.08	1.35	2.70	—	—	—	—	—	—	
	PR ₆	0.11	0.27	0.54	1.08	1.62	2.16	2.86	3.41	—	—	—	—	—	—	
	PR ₇	0.19	0.47	0.95	1.90	2.85	3.40	4.75	9.50	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁₀	0.08	0.19	0.38	0.76	1.13	1.53	2.00	2.60	—	—	—	—	—	—	
F ₀ = 19.6 cm ²	ε ₀	0.19	0.47	0.95	1.90	2.85	3.40	4.75	9.50	—	—	—	—	—	—	
	PR ₀	0.00017	0.001	0.0043	0.017	0.037	0.057	0.10	0.21	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁	0.0028	0.007	0.014	0.044	0.11	0.13	0.26	0.30	—	—	—	—	—	—	
	PR ₂	0.0068	0.017	0.034	0.088	0.10	0.14	0.28	1.10	—	—	—	—	—	—	
	PR ₃	0.011	0.025	0.053	0.11	0.16	0.22	0.27	1.16	—	—	—	—	—	—	
	PR ₄	0.018	0.045	0.09	0.18	0.27	0.36	0.45	0.90	—	—	—	—	—	—	
	PR ₅	0.033	0.14	0.27	0.54	0.81	1.08	1.35	2.70	—	—	—	—	—	—	
	PR ₆	0.11	0.27	0.54	1.08	1.62	2.16	2.86	3.41	—	—	—	—	—	—	
	PR ₇	0.19	0.47	0.95	1.90	2.85	3.40	4.75	9.50	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁₀	0.08	0.19	0.38	0.76	1.13	1.53	2.00	2.60	—	—	—	—	—	—	
F ₀ = 36.3 cm ²	ε ₀	0.19	0.47	0.95	1.90	2.85	3.40	4.75	9.50	—	—	—	—	—	—	
	PR ₀	0.00017	0.001	0.0043	0.017	0.037	0.057	0.10	0.21	—	—	—	—	—	—	
	PR ₁	0.0028	0.007	0.014	0.044	0.11	0.13	0.26	0.30	—	—	—	—	—	—	
	PR ₂	0.0068	0.017	0.034	0.088	0.10	0.14	0.28	1.10	—	—	—	—	—	—	
	PR ₃	0.011	0.025	0.053	0.11	0.16	0.22	0.27	1.16	—	—	—	—	—	—	
	PR ₄	0.018	0.045	0.09	0.18	0.27	0.36	0.45	0.90	—	—	—	—	—	—	
	PR ₅	0.033	0.14	0.27	0.54	0.81	1.08	1.35	2.70	—	—	—	—	—	—	
	PR ₆	0.11	0.27	0.54	1.08	1.62	2.16	2.86	3.41	—						

1. При этом необходимо иметь системы измерения $\theta_{\text{пл}} = 0.09$ cm соответствующим образом.

1. При подвеме трубы извлечен метр подвеса $\mu_{\text{изв}} = 0,07$ см соответственно показывающие.
2. У исследуемого трубопровода для автомобильных моторов применялись во внешней температуре, а разным образом и изоболонная работа показывали.

9. Дуга трубы с $2,5 \cdot d_0$ радиуса кинется с высотой $5 d_0$ и прямой трубой.

27711100
сервисов для мониторинга
и управления сетью
на основе стандартов
IEEE 802.11 и
IEEE 802.3. В
системе используется
технология виртуальной
сети, позволяющая
разделить сеть на
несколько виртуальных
сетей, каждая из которых
может использоваться
для различных
приложений. Система
также поддерживает
функцию резервного
копирования, позволяющую
сохранять данные
в случае сбоя.

при расчете автомобильных двигателей и паровых машин, так и при расчете дизельмоторов и паровых турбин. Скорость течения v_0 определяется при количестве проходящего масла в Q л/мин и при свободном поперечном сечении трубы в F_0 см² по формуле

$$v_0 = \frac{Q'}{6 \cdot F_0} \text{ м/сек.} \quad [168]$$

Значение v_0 , $p_{R_0} = \frac{0,09 \cdot v_0^2}{2 \cdot g}$ и F_0 ради удобства также включены в таблицу.

Главное значение p_R определено для масла с вязкостью (независимо от температуры) в 2; 4; 6; 10; 30; 60 и 100 градусов Энглера и каждый раз характеризуется соответствующим индикатором p_{R_2} , p_{R_3} , p_{R_4} и т. д. Удельный вес везде принят равным 0,9, при котором для масел, имеющих вязкость по Энглеру свыше 6, абсолютная вязкость вычисляется по приближенной формуле (11):

$$z = \frac{E^2}{1490} \text{ кг · ссм/м}^2.$$

У трубопроводов, перемещающих жидкость вверх (в особенности это относится к всасывающим трубопроводам), на каждый метр подъема принимается во внимание повышение сопротивления:

$$p_{st} = 0,09 \text{ ат.}$$

Особое сопротивление 90-градусного изгиба трубы при радиусе искривления трубы в $2,5 \cdot d_0$ ставится или точно равно

$$0,14 \cdot \frac{v_0^2}{z \cdot g} \text{ м}$$

или работа упрощается установлением приближенной, вообще допустимой эквивалентной длины l_a , разрешением для этого уравнения (161) по l_0 с $\zeta = 0,14$. При этом получают

$$l_a = \frac{0,14 \cdot d_0}{\lambda_0}$$

и, приняв надежное (достаточно малое) среднее значение для λ_0 (приблизительно равное 0,03),

$$l_a = \frac{0,14 \cdot d_0}{0,03} \approx 5 \cdot d_0 \text{ м.}$$

Для определения сопротивления трения в трубе маслопровода, изогнутой под углом 90° и с радиусом искривления, равным $2,5 \cdot d_0$, увеличивают длину прямой части маслопровода на $5 \cdot d_0$ м на каждый изгиб. Изгибанием с меньшим углом поворота или с большим радиусом искривления можно пренебречь.

Наиболее ясным сравнительно будет расчет всасывающего трубопровода с одинаковым по всей длине поперечным сечением и свободным концом всасывающей трубы, так как наибольшая из рассматриваемых величин высота давления, дающая движение, полу-

чается от атмосферного давления воздуха, причем оба конца трубы (по крайней мере у автомобильных двигателей) принимаются „открытыми“. Следовательно, размеры трубопровода нужно выбирать таким образом, чтобы сумма сопротивлений (из трения в трубах, кривизны, высоты всасывания и полезной высоты скорости) оставалась меньше имеющейся налицо движущей высоты избыточного, сверхатмосферного давления.

Нетрудно освоить понятие о полезной высоте скорости нагнетательного трубопровода, входящего в подшипник. Проще всего заменить ее тем давлением масла, подаваемого прессом p'_1 (у автомобильных двигателей равного 1 ат), которое мы желаем получить в подшипнике. Исходя из этого давления, можно вычислить количество масла, требующееся в минуту. Тогда размеры нагнетательного трубопровода выбираются с таким расчетом, чтобы общее сопротивление трубы плюс желательное давление масла p'_1 в подшипнике не превышало предусмотренного давления, масляного насоса.

Последнее, однако, в случае необходимости, при невыполнении у готовых установок точно учтенных обстоятельств, может быть доведено путем изменения нажатия пружины вентиля повышенного давления.

Весьма большая ненадежность вносится выбором вязкости масла, требующейся для расчета. Вязкость нужно принимать лучше всего при температуре, устанавливающейся в производстве, так как ее легко измерить и по ней можно определить соответствующую вязкость по Энглеру. Вязкость масла, нагретшегося в процессе работы, не слишком будет отличаться от $E^\circ = 2$. У трубопровода, подводящего свежее или охлажденное масло, нужно принимать вязкость, соответствующую температуре свежего или охлажденного масла.

Перед расчетом надо предварительно решить, определять ли размеры в зависимости от эксплуатационных условий или же в зависимости от особо неблагоприятных обстоятельств, вроде низких температур, безусловно надежного всасывания и т. д. У стационарных установок обыкновенно решают дело производственные условия, а у автомобильных двигателей — особые неблагоприятные обстоятельства.

В целях наглядного пояснения правильного пользования табл. 18 проработаем следующий простой пример.

Пример 19

Для автомобильного двигателя, зубчатый насос которого при полном числе оборотов и 1,5 ат избыточного давления подает приблизительно 20 л масла в минуту, нужно рассчитать: всасывающий трубопровод (0,5 м общей длины) с двумя изгибами при высоте всасывания в 0,11 м и маслонангнетательный трубопровод длиной в общей совокупности 0,8 м с четырьмя изгибами. Желательное масляное давление у точек разветвления к подшипникам составляет 0,8 ат. Установить диаметр трубы и приблизительно условия безопасности для работы в горной местности и в холодное время года.

Если мы выберем всасывающий трубопровод с $d''_0 = 12$ мм, то общая длина труб составит

$$0,5 + 2 \cdot 5 \cdot d_0 = 0,5 + 2 \cdot 5 \cdot 0,012 = 0,62 \text{ м.}$$

Кроме того нужно принять во внимание высоту всасывания с постоянным значением в $0,09 \cdot 0,11 = 0,01$ ат. В горных местностях, лежащих на 2000 м над уровнем моря, движущую высоту давления надо уменьшить по сравнению с давлением

на уровне моря приблизительно на $0,26 \text{ ат}$, так что движущая высота давления составит в этом случае только

$$1,00 - 0,26 = 0,74 \text{ ат.}$$

При езде полным ходом вязкость масла можно принять равной приблизительно 2 градусам Энглера. Тогда сопротивление трубы по табл. 18 на 1 м длины составит $p_{R_1} = 0,14 \text{ ат}$, а для $0,62 \text{ м}$ — $0,087 \text{ ат}$. Общую требующуюся высоту давления мы получим в конечном итоге из следующего подсчета:

Для сопротивления трения в трубе и изгибах	0,087 ат
Для преодоления высоты всасывания	0,010 "
Полезная высота скорости p_{h_2} (по табл. 18)	0,040 "
Всего	0,137 ат

или круглым числом $0,14 \text{ ат}$ против имеющейся в распоряжении высоты давления, по меньшей мере $0,74 \text{ ат}$.

Для нагнетательного трубопровода выберем $d_0'' = 10 \text{ мм}$. Общая длина трубы (включая изгиб) получится равной:

$$0,8 + 4,5 \cdot d_0 = 0,8 + 20 \cdot 0,01 = 0,8 + 0,2 = 1 \text{ м.}$$

Трение в трубе для этой длины составит при $E^\circ = 2$ по табл. 18

$$p_{R_1} = 0,35 \text{ ат.}$$

При езде полным ходом общее сопротивление нагнетательного трубопровода, включая подшипник, равное $0,35 + 0,8 = 1,15 \text{ ат}$, является небольшим по сравнению с данным давлением масляного насоса в $1,5 \text{ ат}$. Нужно при этом обратить внимание еще на то, что определение требующегося количества масла при $p_1' = 1 \text{ ат}$ было произведено в предположении, что последует увеличение зазора в два раза против среднего значения пригонки на свободный ход. Таким образом у хорошо сохранившейся установки можно производить расчет со значительно уменьшенным количеством масла и с продолжительной продувкой вентиля избыточного давления.

Проверим теперь при помощи табл. 18 всасывающий трубопровод при низкой температуре масла и при соответственно повышенной вязкости.

При полной подаче сопротивление трубы будет составлять до

$$0,74 - (0,01 + 0,04) = 0,74 - 0,05 = 0,69 \text{ ат}$$

или, пересчитав на 1 м длины трубы, до

$$0,69 : 0,62 = 1,1 \text{ ат.}$$

Повтому вязкость масла может, согласно табл. 18, составлять приблизительно 20° по Энглеру, что соответствует приблизительно 30° температуры масла. Этого достаточно при езде полным ходом даже самой холодной зимой.

Если исследовать условия всасывания после долгой остановки, то нужно принять во внимание, что при низких температурах мотор после пуска в ход заставляют работать приблизительно одной десятой своего полного числа оборотов, чтобы машину и масло сначала немного прогреть. При этом количество подачи падает приблизительно до 2 л/мин , и мы имеем в распоряжении при уменьшенном $p_{h_2} = 0,0004 \text{ ат}$ высоту сопротивления трубы

$$0,74 - (0,01 + 0,0004) = 0,74 - 0,0104 \approx 0,73 \text{ ат}$$

или

$$0,73 : 0,62 = 1,12 \text{ ат}$$

на метр длины трубы. Этот результат допускает, по табл. 18, вязкость приблизительно $E^\circ = 250$, что соответствует лишь очень незначительной температуре масла. Нагнетательный трубопровод уменьшает подачу масла при такой высокой вязкости просто автоматически (продуванием вентиля избыточного давления), так что подшипник вначале получит небольшое количество масла, что, однако, вполне достаточно для разбега и прогрева. Для вентиля избыточного давления нужно, принимая во внимание такие возможности, всегда брать размеры достаточно большие, так как иначе масляный фильтр, несмотря на сильное продувание, будет недостаточно защищен от слишком высокого избыточного давления.

Следовательно, выбранный диаметр трубы в 12 или 10 мм для всасывающего или нагнетательного трубопровода достаточен с избытком.

В заключение рассмотрим еще вкратце определение размеров поперечного сечения выхода для масла, в особенности у поперечных подшипников, охлаждаемых искусственно, путем усиленного подвода промывочного масла.

Так как у поперечного подшипника подобного рода ненагруженная половина имеет по большей части расширение в виде камеры и в особенности получает относительно большие размеры поперечное сечение выхода масла, то для определения этих величин формула, выведенная для подшипников с подачей масла, прессом и естественным охлаждением, оказывается мало подходящей. Поэтому чаще всего довольствуются грубым определением поперечного сечения по общей гидравлической формуле истечения (159), совершенно не принимая во внимание потерю масла из поддерживающего смазочного слоя.

Если обозначить желаемое давление масла в ненагруженной части подшипника $p'_1 = 0,09 \cdot h_a$ ат, то имеет силу соотношение

$$h_a = 11,1 \cdot p'_1 = \frac{v_o^2}{2 \cdot g} \text{ м.}$$

При скорости вытекания, соответственно формулы [168]

$$v_a = \frac{Q'}{6 \cdot F_a} \text{ м/сек,}$$

получают

$$11,1 \cdot p'_1 = \frac{Q'^2}{2 \cdot g \cdot 6^2 \cdot F_a^2} \text{ м,}$$

или

$$p'_1 = \frac{Q'^2}{2 \cdot g \cdot 36 \cdot F_a^2 \cdot 11,1} \text{ ат}$$

и

$$p'_1 \cdot F_a^2 \cdot 11,1 \cdot 36 \cdot 2 \cdot 9,81 = Q'^2 = 7830 \cdot F_a^2 \cdot p'_1,$$

или

$$F_a^2 = \frac{Q'^2}{7830 \cdot p'_1} \quad \text{и} \quad F_a = \sqrt{\frac{Q'^2}{7830 \cdot p'_1}}$$

и из этого

$$F_a = \frac{Q'}{88,5} \cdot \frac{1}{\sqrt{p'_1}} \text{ см}^2,$$

предусмотрительно приняв для „узкой щели“ коэффициент истечения круглым числом в 0,6, получим тогда общее поперечное сечение выхода

$$F_a = \frac{Q'}{88,5 \cdot 0,6} \cdot \frac{1}{\sqrt{p'_1}}$$

или окончательно

$$F_a = \frac{Q'}{53 \sqrt{p'_1}} \text{ см}^2, \quad [169]$$

где Q' вводится в л/мин и p'_1 в ат.

У поперечного подшипника сечение F_a составляется из удвоенного поперечного сечения половины зазора $D_w' - d_w'$ плюс предвидимое на каждом конце подшипника особое поперечное сечение выхода. Добавочное поперечное сечение выхода и промывка на обоих концах подшипника получают поэтому приблизительно величину

$$F_a = F_a - \frac{d_w' \cdot \pi \cdot (D_w' - d_w')}{2} \text{ см}^2, \quad [170]$$

где D_w' и d_w' обозначают действительный диаметр вкладыша и цапфы в см, причем предполагается центральное положение цапфы.

Пример 20.

Как велико должно быть поперечное сечение выхода у подшипника паровой турбины, диаметром в 200 мм при 0,2 мм зазора, если при давлении промывочного масла в подшипнике $p_1' = 0,3$ ат должно отводиться масла $Q' = 26$ л/мин?

По формуле [169] было бы

$$F_a = \frac{Q'}{53 \sqrt{p_1'}} = \frac{26}{53 \sqrt{0,3}} = \frac{26 \cdot 1,82}{53} = \frac{47,5}{53} = 0,9 \text{ см}^2.$$

Удвоенное поперечное сечение половины зазора составляет при этом значении

$$\frac{d_w \cdot \pi \cdot (D_w' - d_w')}{2} = \frac{20 \cdot \pi \cdot 0,02}{2} = 0,63 \text{ см}^2$$

и к нему еще особое предвидимое добавочное промывочное поперечное сечение (для обоих концов подшипника вместе) по формуле [170]

$$F_a = 0,9 - 0,63 = 0,27 \text{ см}^2.$$

При более высоком масляном давлении или большем зазоре во многих случаях одного зазора будет достаточно в качестве требующегося поперечного сечения выхода.

Для продольного подшипника, у которого поперечное сечение выхода выполнено в форме плоской канавки на „обухе“ клиновой поверхности, определение F_a можно производить также по формуле [169]; однако то количество масла, которое выжимается с поддерживающих поверхностей, и в этом случае не принимается во внимание.

Выводы

1. Смазочный материал возмещается подшипнику только в такой мере, в какой он выжимается по краям подшипника; подшипник бесконечной длины не требует поэтому никакого возмещения смазочного материала.

2. В основание расчета потребности в смазочном материале положен процесс капиллярного истечения; у поперечных подшипников значительная часть зазора образует щель капиллярного поперечного сечения, а давление, создаваемое смазочным материалом, — движущую силу.

3. При расчете потребности в масле для капельной смазки у поперечных подшипников предполагается, что четвертая часть окружности в середине подшипника находится под действием удвоенного среднего давления, созданного в смазочном слое, в то время как остальные три четверти не испытывают никакого давления.

4. При смазке под давлением считают, что у поперечных подшипников четверть окружности подшипника (в середине подшипника)

находится под действием двойного среднего удельного давления, а остальные три четверти, как находящиеся в середине подшипника,— под давлением масла, подаваемого прессом. Количество масла, требующееся для каждого из этих двух процессов вытекания, определяется отдельно, а потом суммируется.

5. Потребление масла в сильной степени зависит от величины зазора и от эксцентриситета цапфы в подшипнике. Потребление масла увеличивается пропорционально третьей степени зазора и при эксцентриситете $\lambda = 0,5$ приблизительно в 200 раз больше, чем при наибольшем возможном эксцентриситете (сильнейшее полужидкостное трение).

6. Производительность насоса, в особенности у поршневых машин, определяют как кратное зазору, чтобы учесть могущие быть впоследствии износ и другие потери масла.

7. Потребность в масле при искусственном охлаждении определяется по теплоте трения, отводимой в единицу времени, и температуре выходящего масла (грубо равной температуре подшипника), по количеству протекающего охлажденного масла и температуре окружающего воздуха. Потеря масла, благодаря вытеснению смазочного слоя, при этом не принимается во внимание.

8. Потеря масла у плоских скользящих поверхностей (ползунов и продольных подшипников) определяется таким же образом, как и у поперечных подшипников. Принимается во внимание при подаче масла без давления только та потеря масла, которая происходит у одновременно поддерживающих, непосредственно смазываемых, клиновых поверхностей, причем последние принимаются как проходящие сбоку. При смазке под давлением к этой сумме прибавляется еще потеря масла, подаваемого насосом через неподдерживающие клиновые поверхности или (у продольных подшипников для одинарного направления движения) радиальные масляные канавки.

9. Скорость скольжения, как у поперечных подшипников, так и у плоских поддерживающих поверхностей, не принимается во внимание при расчете потребности в смазочном материале.

10. Для поперечного подшипника со смазкой, подаваемой прессом, и с естественным охлаждением потребность в масле можно выразить в виде кратного диаметру цапфы.

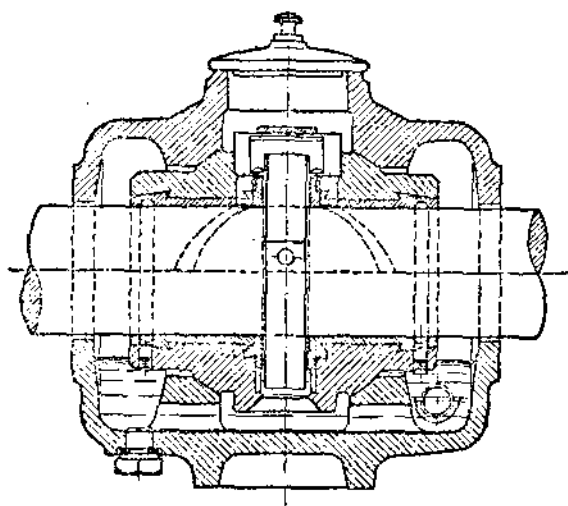
11. Сопротивление трения в трубках маслопроводов можно высчитать по уравнению гидравлики с помощью рейнольдсова числа R_0 и общей формулы Г. Ланга для коэффициента трения в трубках λ , как при ламинарном, так и при вихревом движении, или же его можно определить по табл. 18.

12. Поперечное сечение выхода, требующееся для прохода промывочного масла, которым достигается искусственное охлаждение подшипников, определяется с грубым приближением по общей гидравлической формуле истечения (159).

VI. Практические примеры и указания

24. Конструкции подшипников

Принципы научно-обоснованной техники смазки, развитые в предыдущих главах, нашли уже широкое применение на практике и показали превосходные эксплуатационные результаты. Ниже дается описание ряда подшипников, зарекомендовавших себя, а также несколько новых конструкций автора, которые являются примерами конструкций, удачных с той точки зрения, которая положена в основу этой книги.



Трансмиссионные подшипники завода Вюльфеля в Ганновере являются основной конструкцией подшипников с кольцевой смазкой с наглухо прикрепленным смазочным кольцом. На фиг. 100 воспроизведен продольный разрез нормального подшипника, валитого белым металлом *К* с самоустанавливающимся вкладышем; смазочное кольцо, наглухо насаженное на вал, видно спереди.

Эта конструкция подшипника характерна чрезвычайно надежной подачей масла: окружающее вал кольцо, которое у направляющих

Фиг. 100. Подшипник из белого металла *К* с наглухо прикрепленным кольцом и шаровой самоустановкой завода Вюльфеля.

подшипников выполняется как жесткое установочное кольцо, погружается своей нижней частью в масляную ванну и поднимает вверх налипший на него смазочный материал, где таковой стряхивается хомутиком, надетым на масляное кольцо, и растекается в обе стороны по верхнему вкладышу. Отсюда смазочный материал попадает через отверстия в распределительные канавки на цапфу, которая и подводит его сама к нижнему (опорному) вкладышу. Даже при малом числе оборотов полная смазка вполне обеспечена, так как масляное кольцо даже при неблагоприятных условиях доставляет масла во много раз больше того количества, которое потребуется для поддержания наибольшей достижимой толщины смазочного слоя. Поскольку масло остается жидким, постольку обеспечивается и надежная смазка.

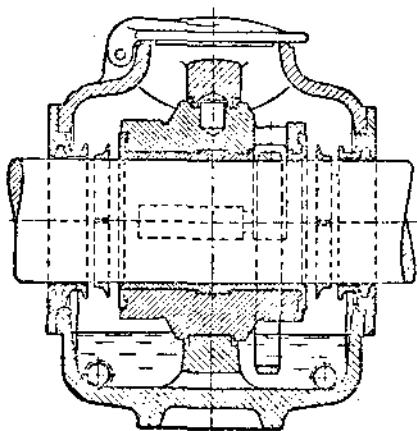
Кроме того заслуживает внимания самоустановка вкладыша, происходящая благодаря шаровым поверхностям, которая создает возможность равномерного распределения давления цапфы по всей длине вкладыша; а также выравнивает неточности монтажа, равно как и прогиб вала (перекос).

На фиг. 101 показан универсальный кольцевой подшипник Фальца DRGM со свободным кольцом. Он представляет собой самоустанавливающийся подшипник на цилиндрической стойке и может быть использован в качестве трансмиссионного и машинного подшипника. Высокая предельная нагрузка достигается благодаря сравнительно короткой длине подшипника при малом зазоре, тщательной обработке поверхности скольжения и легкой самоустанавливаемости. Разбрызгивающее кольцо (прорезное, сдвигающееся), воротник, улавливающий масло, и уплотнение из тонкого войлока препятствуют вытеканию масла и проникновению пыли.

На фиг. 102 показан универсальный подшипник Фальца DRGM, представляющий собой комбинированный поперечно-продольный подшипник с промывочной смазкой и искусственным охлаждением для больших осевых давлений или очень большого числа оборотов. При этом обращает на себя внимание, что фланцы корпуса подшипника, служащие для восприятия осевого давления и расположенные перпендикулярно к плоскости прогиба, имеют очень узкую зону; благодаря этому подшипник совершенно свободно может воспринять большие осевые давления и при прогибающемся вале. Для улавливания промывочного масла, выступающего на концах подшипника, имеются жестяные манжеты. Подшипник пригоден как для естественного, так и для искусственного охлаждения в виде поперечного или продольного подшипника. Для всех случаев остается пригодной одна и та же универсальная модель. В случае отсутствия осевой нагрузки отпадает только необходимость в обварках на валу.

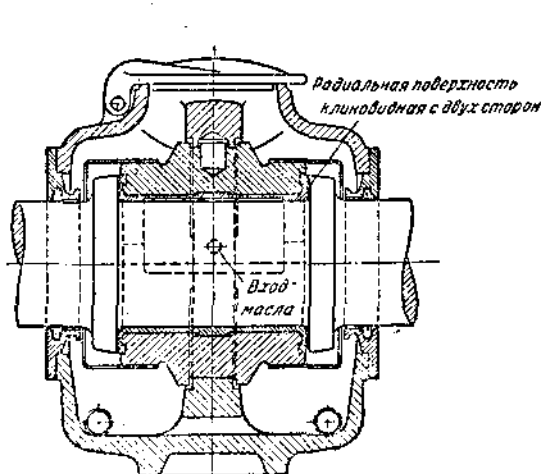
На фиг. 103 показан универсальный подшипник Фальца для автоматической смазки маслом. Он представляет собой самоустанавливающийся короткий подшипник, который может служить как в качестве трансмиссионного, так и в качестве нормального машинного подшипника и в особенности пригоден для пыльных производств. Коробка, состоящая из простой рамы с цилиндрической опорой, делается всегда двухстворчатой, тогда как корпус подшипника делается или двухстворчатым или же, что дешевле, одностворчатым (в виде втулочного подшипника), поскольку такой применим. В качестве смазочного сосуда на фигуре показана маслянка Мевы для мази, описанная в главе 21, которая обеспечивает экономную и вполне автоматическую смазку, удобна в смысле ее наполнения и дает возможность видеть запас в ней мази. Так как подшипник короткий, то он может принять очень высокое удельное давление.

Современный фланцевый подшипник для электромоторов, зубчатых приводных механизмов и других машин, допускающих приме-

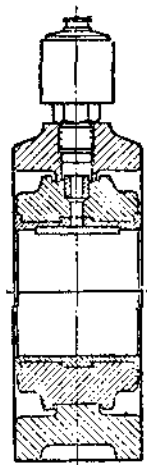


Фиг. 101. Стандартный подшипник Фальца со свободным масляным кольцом.

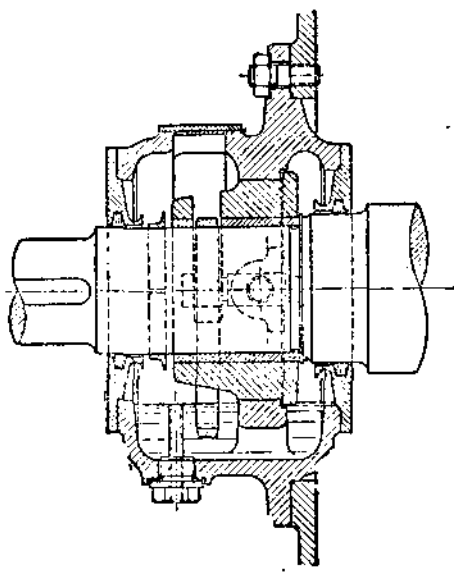
нение целых подшипников, представлен на фиг. 104 в виде подшипника с кольцевой смазкой. Эта конструкция имеет улучшенную цилиндрическую самоустановку (DRGM), короткий корпус, свободное смазоч-



Фиг. 102. Стандартный подшипник Фальца в качестве комбинированного поперечно-продольного подшипника с улучшенной цилиндрической самоустановкой для промывной смазки и искусственного охлаждения при высоком числе оборотов.



Фиг. 103. Стандартный подшипник Фальца для автоматической смазки мазями.



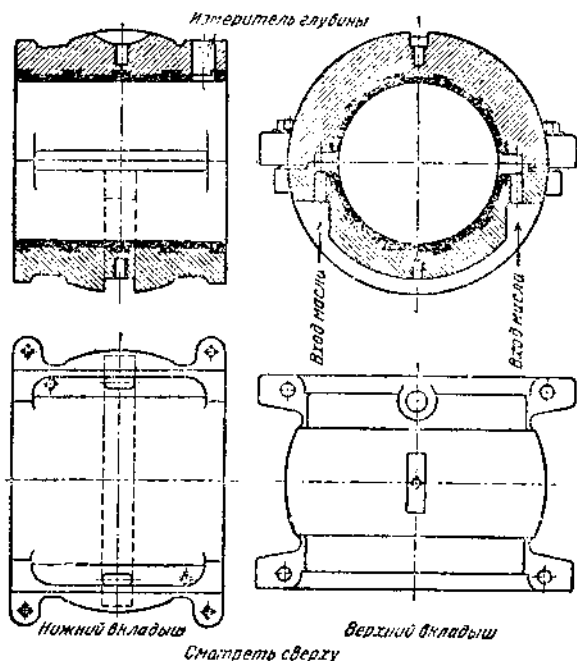
Фиг. 104. Фланцевый подшипник Фальца с кольцевой смазкой для электромоторов, зубчатой передачи и тому подобных машин с односторонним подшипником.

ное кольцо и хорошее уплотнение во избежание потерь масла. Главное преимущество его состоит в простоте конструкции и небольшой длине, что позволяет воспринимать большое давление при наименьшем плече рычага и употреблять его в качестве нормального подшипника для различных целей. Потребление энергии на преодоление трения и потребность в месте у него очень незначительны.

Перечисленными подшипниками универсального типа для смазки маслом и мазями (фиг. 101—104) почти полностью покрывается потребность в машинных подшипниках и они могут заменить более сложные и менее целесообразные специальные подшипники.

Примером современного поперечного подшипника паровой турбины может служить показанная на фиг. 105 конструкция Всеобщей компании электричества (AEG, турбинная фабрика). И здесь превосходно выполнены главные требования, предъявляемые при постройке современных подшипников: подвижные вкладыши, короткая длина, надлежащий зазор (следовательно, не требующий пришабривания вала) и отсутствие всяких смазочных канавок как в опорном, так и в опорном вкладыше.

Масло, подаваемое прессом для охлаждения и смазки, поступает к обеим сторонам вала (в стыке подшипника) через нижний вкладыш,



Фиг. 105. Поперечный подшипник паровой турбины Всеобщей компании электричества (AEG).

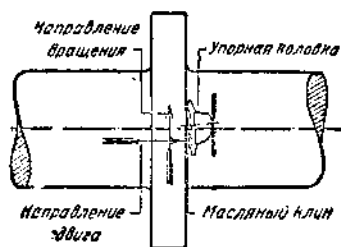
наполняет распределительные карманы и весь зазор и удаляется, после того как произведено охлаждение через ненагруженную часть вкладыша в осевом направлении к обоим концам подшипника. Этот простой способ отвода масла оказывается вполне достаточным для больших зазоров, обусловленных большим числом оборотов вала паровой турбины, так что AEG отказалась от применявшихся до сих пор промывок вкладыша, когда масло перекачивалось от одной стороны подшипника до другой. Корпус подшипника, залитый белым металлом, скрепленный четырьмя сильными болтами, автоматически устанавливается при помощи шаровых поверхностей и тем самым обеспечивает работу без износа.

Самый же большой успех, который достигнут в настоящее время благодаря применению научной теории смазки, получился в области

упорных подшипников; во всяком случае, полученные здесь достижения чрезвычайно наглядны.

Для передачи осевых усилий сдвига раньше применяли так называемый гребенчатый подшипник, т. е. осевой подшипник с большим количеством упорных колец (приблизительно от 4 до 15), следовавших друг за другом, которые прилегали к ровному упору. Такой подшипник обыкновенно выдерживал нагрузку от 3 до 6 кг/см², причем в большинстве случаев требовал интенсивного водяного охлаждения. Несмотря на эти меры предосторожности гребенчатые подшипники, как известно, очень легко нагревались и значительно изнашивались.

Современный упорный подшипник, сконструированный на принципах гидродинамической теории, в противоположность первому имеет только одно упорное кольцо, — следовательно, выполняется как *одношайбовый упорный подшипник*, причем водяное охлаждение почти совершенно излишне, и износа вообще не наступает. Этот успех возможен только благодаря тому, что в работе достигается чистое жидкостное трение, в то время как у обыкновенного гребенчатого подшипника в лучшем случае получается полужидкостное трение.



Фиг. 106. Схематическое изображение способа действия однокольцевого упорного подшипника с отдельными колодками (принцип сегментного упорного подшипника по Митчеллу).

По предложению Митчелла, 69, 8, 68, 60, принцип которого положен в основу конструкции однокольцевых упорных подшипников Всеобщей компании электричества, описание которых дано ниже, упорная поверхность слагается из отдельных упорных сегментов или упорных ко-

лодок, причем они расположены так, что могут слегка опрокидываться в направлении движения. Благодаря этому достигается, как схематически представлено на фиг. 106, клинообразный смазочный слой между упорным кольцом и упорной колодкой, который способен воспринимать очень большое давление.

Эта конструкция отличается от рассмотренных до сих пор ползунов крейцкопфа и продольных подшипников с клинообразными опорными поверхностями только тем, что клиновые поверхности тут не вырезаются в поверхности скольжения с заданным подъемом клина, а сами устанавливаются под взаимным действием давления, скорости движения и вязкости масла, опрокидываясь во время процесса скольжения. Клиновой подъем, созданный таким образом, является, следовательно, функцией вышеуказанных определенных величин. Если уменьшается, например, скорость скольжения или увеличивается давление, то уменьшается и подъем клина; именно при очень малой скорости подъем клина может дойти до такой незначительной величины, какую не легко достигнуть при помощи механической обработки.

Из расчета плоских поверхностей скольжения мы знаем, что допустимая нагрузка тем больше, чем больше уменьшается клиновой подъем. Из этого обстоятельства, а также из того факта, что при названной системе подъем клина при уменьшении скорости автома-

тически уменьшается, следует, что сегментные подшипники Мичеля обладают способностью автоматического регулирования, благодаря чему и при очень небольших скоростях достижима сравнительно высокая нагрузка.

Это качество открывает одношабловому упорному подшипнику практически почти безграничную область применения, ибо его можно одинаково хорошо применить как при малых, так и при больших скоростях как при небольшом, так и при наибольшем удельном давлении. Нормальная нагрузка выбирается приблизительно от 25 до 35 кг/см²; однако это удельное давление можно безопасно удвоить. В виде опыта заставили подшипник подобного рода работать с удельным давлением в 500 кг/см² и больше, причем граница допустимой нагрузки не была достигнута, а также не было замечено хотя бы даже незначительного повреждения поверхностей скольжения. Упорные подшипники такого рода могут поэтому принять на единственное упорное кольцо общую нагрузку свыше 900 000 кг, каковая у нормальных гребенчатых подшипников совершенно немыслима, не говоря уже о трудности их практического выполнения.

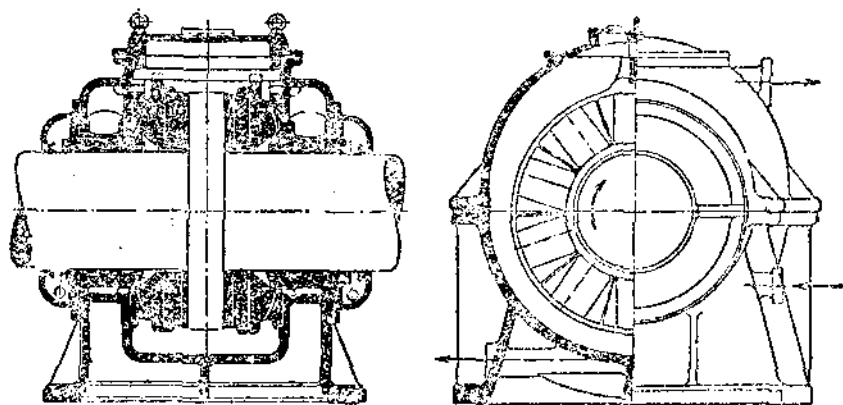
Фиг. 107 показывает главный судовой упорный подшипник AEG для смазки, подаваемой насосом; фиг. 108—подобный упорный подшипник для циркуляционной смазки; оба для переднего и заднего ходов. Первый из них служит для препятствия сдвигу винта от судового нефтяного двигателя мощностью в 2800 сил.

Особый интерес представляет второй подшипник с циркуляционной смазкой. Упорное кольцо, составляющее одно целое с валом, действует здесь подобно наглухо прикрепленному смазочному кольцу вьюльфелевского подшипника: оно поднимает масло из нижней части корпуса подшипника и стряхивает его вверх особыми скребками. Как указывают стрелки на фиг. 108, масло из смазочных желобков стекает в закрытое пространство под опорным подшипником, откуда оно проникает вдоль шейки вала до внутреннего края упорного кольца. Здесь смазка выбрасывается радиально наружу центробежной силой, развиваемой лобовой поверхностью упорного кольца, причем масло на своем пути отчасти охватывает упорные колодки и прорывается между трущимися поверхностями. Смазка является, следовательно, абсолютно надежной и обильной.

Только в особых случаях масляный запас подшипника охлаждается водой с помощью трубчатого шланга, устроенного в нижней части коробки подшипника и уплотненного в стенках ее. Вход и выход охлаждающей воды показаны на правой части фиг. 108 стрелками. Сравнение этого простого устройства со сложной установкой гребенчатого подшипника, охлаждаемого водой, говорит, конечно, о громадном конструктивном достижении.

Однокольцевой упорный подшипник AEG по размерам равен приблизительно половине или даже одной трети гребенчатого подшипника. Замена этих последних однокольцевыми подшипниками может поэтому дать у больших установок значительную экономию в месте. Но помимо экономии места будет прежде всего достигаться значительная экономия в потреблении энергии, которая в зависимости от условий может составлять от 90 до 95%, т. е. прежний расход энергии превышает уменьшенный круглым числом на 1000—2000%.

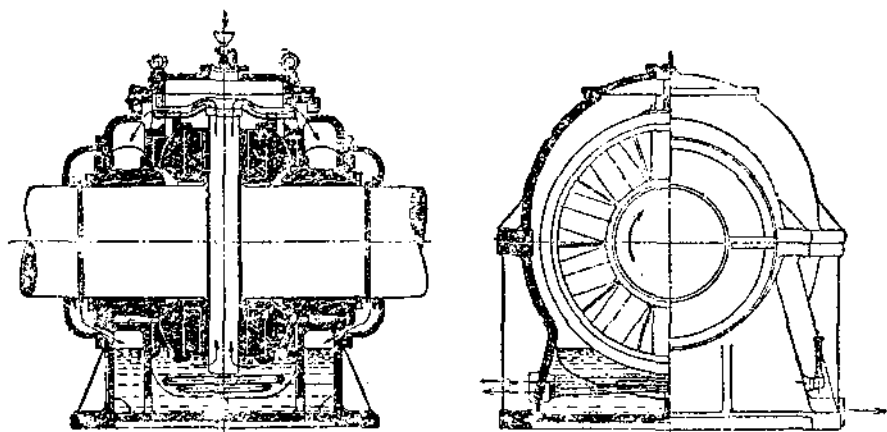
Другое конструктивное решение дает сегментный упорный подшипник Акц. о-ва Броун-Бовери и К^о в Мангейме. У него упорные сегменты расположены на обоих концах кожуха подшипника. На фиг. 109 слева показан наверху продольный разрез упорного под-



Фиг. 107. Главный упорный судовой подшипник АЕГ для смазки самотеком.

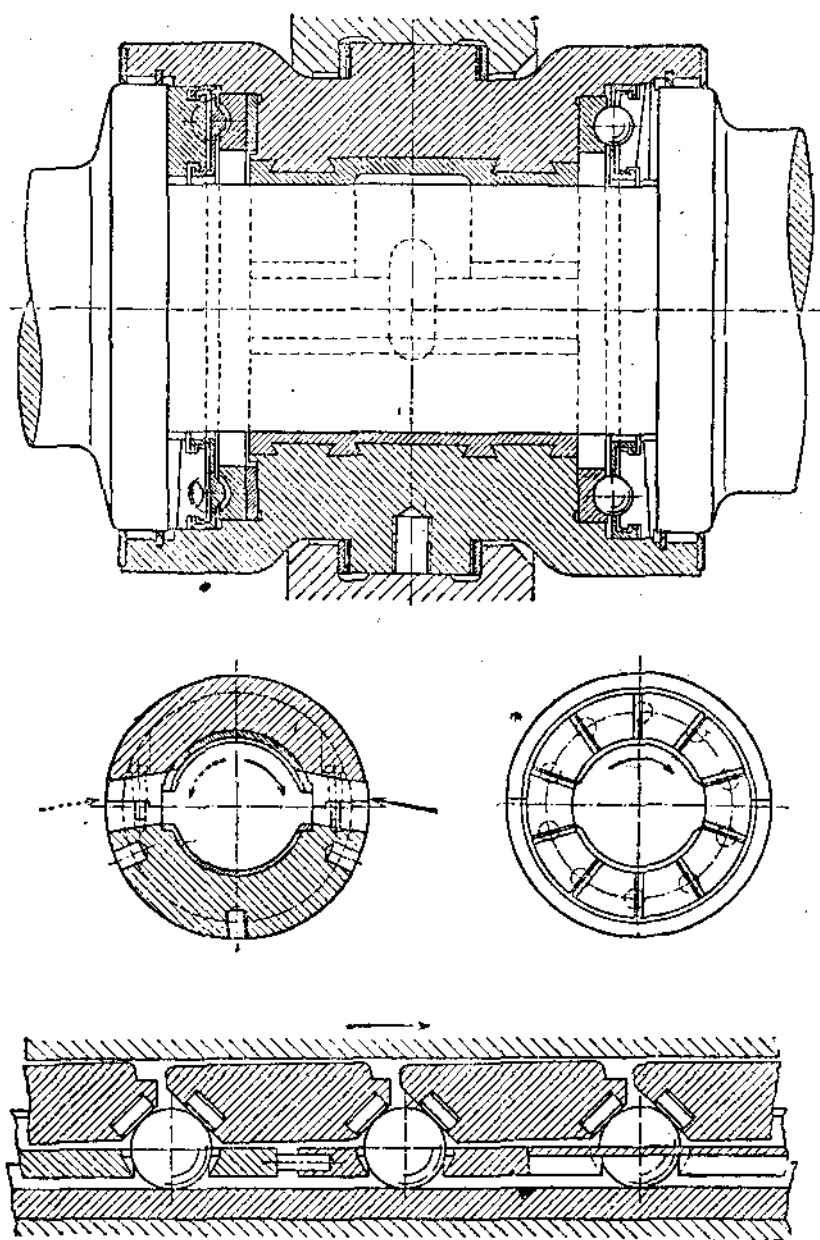
шипника ВВС, внизу—упорные сегменты и в середине—поперечный разрез подшипника и вид сегментных поддерживающих поверхностей.

Отдельные поддерживающие сегменты из бронзы (фиг. 109 внизу) опираются своими фасками, снабженными закаленными пластинками,



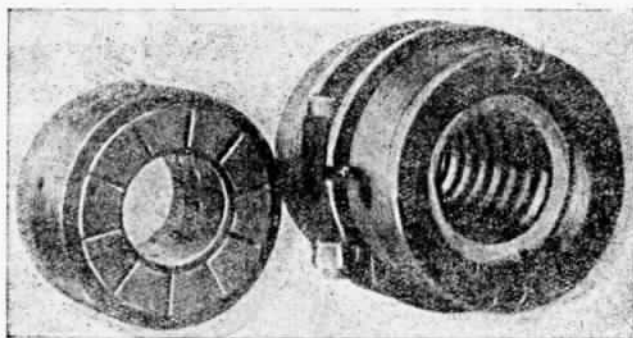
Фиг. 103. Главный упорный судовой подшипник АЕГ с циркуляционной смазкой.

на стальные шарики, которые передают общий сдвиг вала на корпус подшипника. Благодаря такой системе установки подшипника достигается автоматически равномерная установка всех опорных сегментов и одновременно необходимый для поддержания масляной пленки, легкий наклон сегментных пластинок.



Фиг. 109. Сегментный упорный подшипник Броун-Бовери (продольный разрез, поперечный разрез и сегментная опора).

Когда нагрузка сегмента увеличивается, шарик (см. нижнюю часть фиг. 109), поддерживающий заднюю кромку, слегка вытесняется тем давлением смазочного слоя, которое создается на этом конце сегмента, благодаря чему передний край следующего сегмента одновременно соответственно поднимается. Следовательно, при увеличивающейся нагрузке получается автоматическое повышение поддерживающей способности. Двухстворчатая клетка обеспечивает правильное распределение шариков, окончательное положение которых автоматически регулируется нагрузкой сегментов. Скольжения опорных шариков по их подушке нечего опасаться вследствие того, что скошенные передние и задние фаски сегментов нажимают на них с большой силой.



Фиг. 110. Упорный подшипник ВВС для 25 т (слева) и гребенчатый подшипник для 3 т нагрузки (справа) при $n = 3000$.

Промывочное масло поступает в середину подшипника через широкий канал, омывает наружный вкладыш против направления движения и вытекает на концах подшипника, производя смазку и охлаждение частей поперечного и продольного подшипников. Благодаря этому со стороны впуска всегда подводится холодное масло.

На фиг. 110 справа показан гребенчатый подшипник старой конструкции для нагрузки в 3000 кг, слева — упорный сегментный подшипник ВВС для 25 000 кг; оба — для 3000 об/мин. Надо заметить при этом наглядном сравнении, что выгоды упорных сегментных подшипников в отношении экономии места у судовых упорных подшипников еще больше: судовой упорный подшипник старой системы с обычным упорным бугелем, охлаждаемым водой, требует приблизительно в 10 раз больше масла, чем упорный подшипник описанной выше конструкции при одинаковой силе сдвига и числе оборотов.

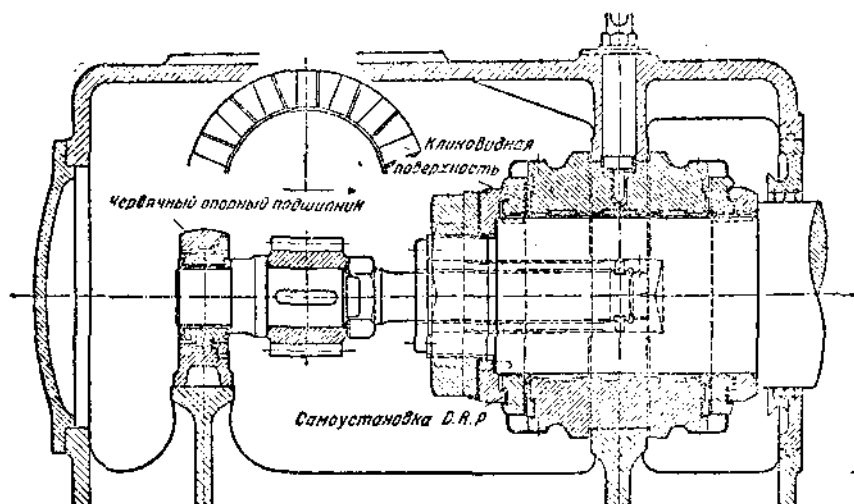
За последнее время часто совершенно отказываются от применения принципа Мичеля, так как большую поддерживающую способность можно получить более простым путем, не прибегая к помощи упорных плоскостей в отдельных сегментах.

На фиг. 111 показан продольный разрез подшипника паровой турбины с жесткими клиновыми поверхностями и упорным кольцом (DRP), которое действует выравнивающим образом. У этих

конструкций середина упорного кольца подпирается особым промежуточным кольцом, так что прогиб практически избегается. Выравнивающее действие этого промежуточного кольца гарантирует равномерное прилегание упорного кольца к поверхности белого металла.

Следует еще обратить внимание на отдельный привод червячного колеса, изображенный на этой схеме, при включении которого благодаря прогибу вала создаются смещение и вибрация червяка, которые как известно, легко ведут к ненормальному износу и повреждениям в червячном приводе, вынуждая применять для подшипника смазочное масло повышенной вязкости, что нежелательно.

Подобная система подшипника, служащего упорным подшипником для судового вала, показана на фиг. 112—114 в продольном и попе-

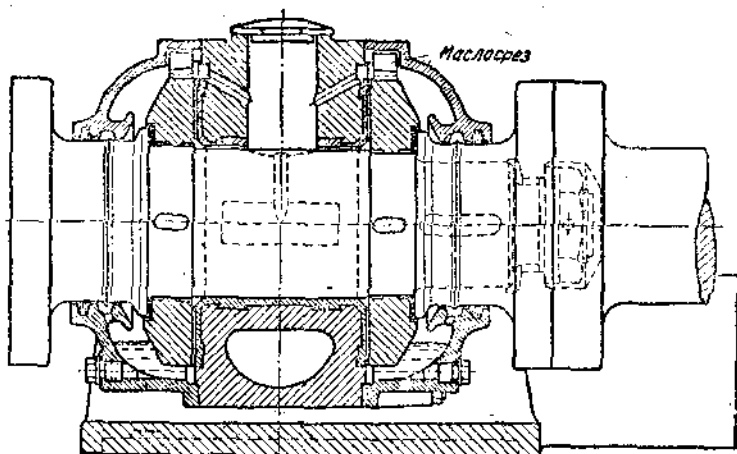


Фиг. 111. Продольный подшипник Фальца для паровой турбины с отдельным червячным приводом.

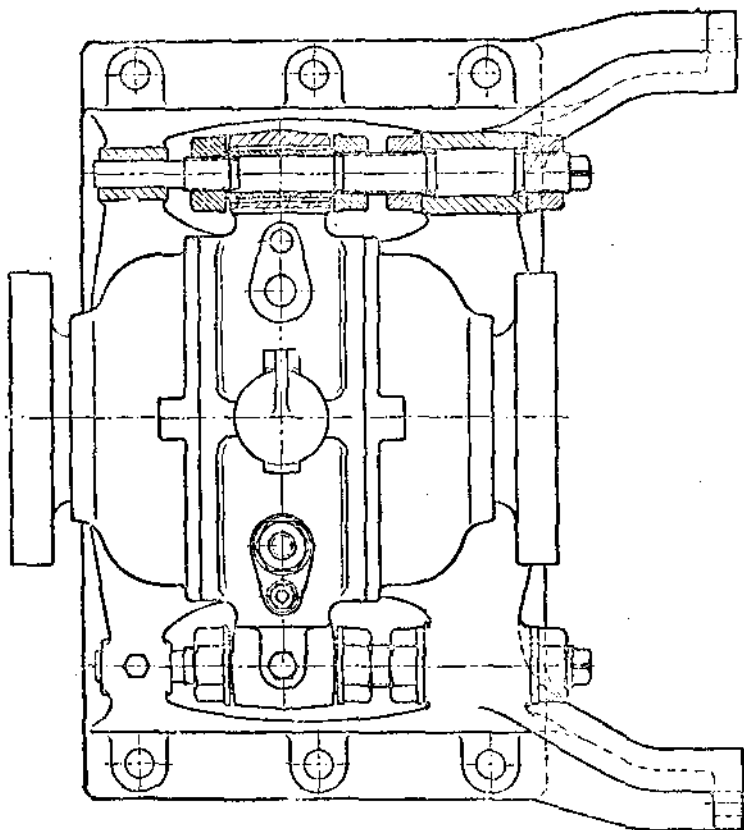
речном разрезах и в плане. Подшипник рассчитан для $n=180$ и осевого усилия сдвига $P=3000$ кг при естественном охлаждении и является достаточным для сравнительно незначительного давления клиновых поверхностей, круглым числом в 20 кг/см^2 , если клиновые поверхности врезаны в облицовку белого металла лобовых заплечиков подшипника. Поддерживающие поверхности упорного кольца делаются в таком случае гладко полированными.

Очень большое значение имеют упорные подшипники у больших водяных турбин. Еще 10 лет назад подпятники вертикальных валов составляли слабое место у водяных турбин, хотя нужно заметить, что применением смазки под давлением собственно найдено безупречное в принципе разрешение проблемы подпяточных подшипников. Однако безопасность работы и возможность использования всей установки вполне зависят от надежности масляного насоса, содержание которого связано с довольно значительными издержками.

По существующему на сегодняшний день опыту работы с осевыми и упорными подшипниками можно считать, что эта трудность у вер-



Фиг. 112. Упорный подшипник Фальца для судового вала с автоматической смазкой и естественным охлаждением (продольный разрез).



Фиг. 113. Горизонтальная проекция упорного подшипника, показанного на фиг. 112.

тикальных водяных турбин вполне преодолена. Применение масляного насоса становится совершенно излишним, так как современный продольный подшипник сам образует при помощи действия клиновой силы давление в смазочном слое, требующееся для того, чтобы выдерживать нагрузку вала. Для смазки в общем достаточно масляной ванны и только при очень высоких скоростях и нагрузках могут быть применены циркуляционная смазка и охлаждение масла.

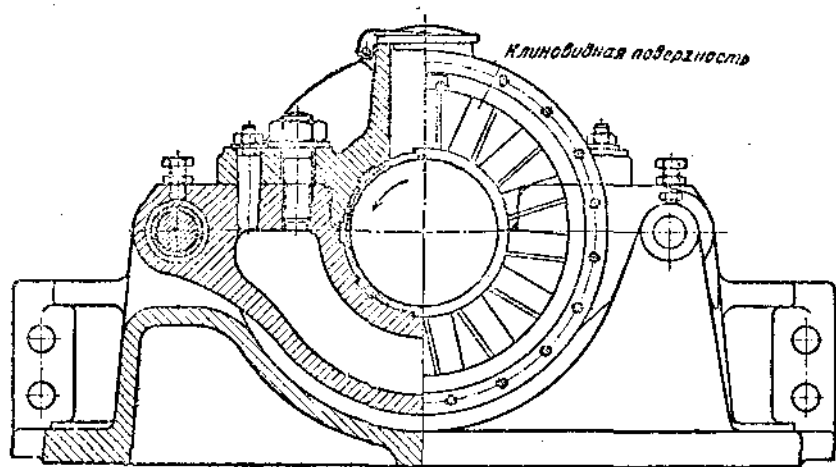
На фиг. 115 показан в продольном разрезе и в частичном плане подпятник Фойта (Гейденгейм), применяемый для вертикальных водяных турбин. Он представляет собой сегментный упорный подшипник с низко расположенными сегментами, которые под влиянием вращательного движения и нагрузки совершают незначительное колебательное движение и благодаря этому в состоянии воспринимать большую нагрузку даже и при сравнительно небольшом числе оборотов. Точное положение каждого поддерживающего сегмента обеспечивается двумя короткими штифтами, которые не нарушают самоустанавливаемости сегментов.

Положение подшипника в масляной ванне, радиальные выравнивающие отверстия в упорном кольце и опорная головка для масла или воздуха, подвод и вытекание масла ясно видны на фиг. 115. Охлажденное масло, подводимое масляным кольцевым соплом, протекает через радиальные люки между отдельными опорными сегментами извне внутрь, откуда оно, обеспечив смазочным слоем опорные пластины, вытекает опять наружу через радиальные отверстия упорного кольца, благодаря центробежной силе, и затем снова засасывается масляным насосом. Если нагрузка подшипника превышает 200 000 кг, то подушка опорных пластин разгружается частично включением большого количества винтовых пружин.

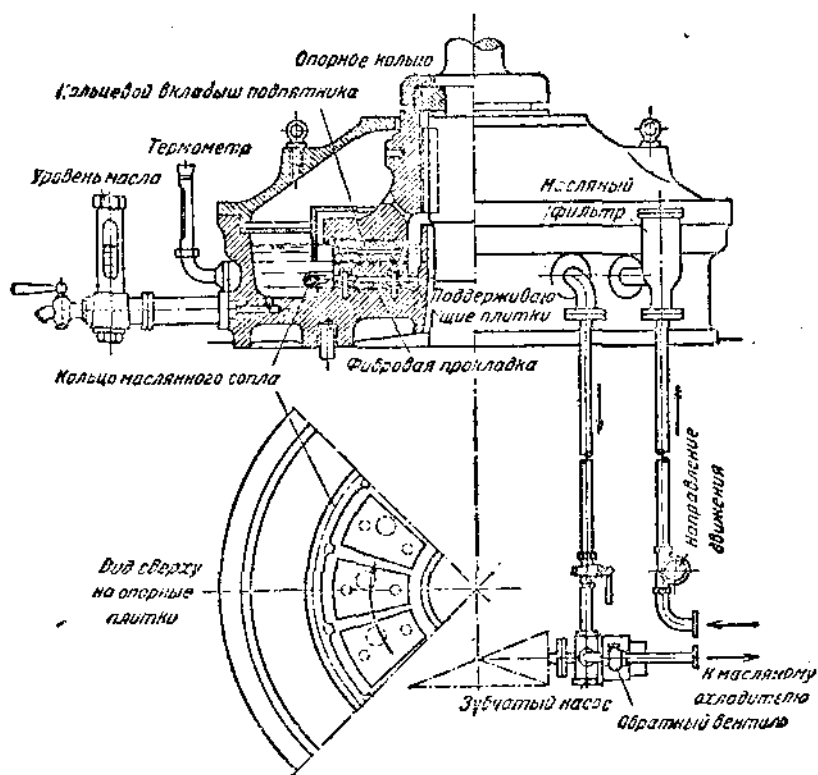
Подпятники Фойта описанной конструкции изготавливаются пока грузоподъемностью свыше 500 000 кг. На фиг. 116 показан монтаж в мастерской такого подшипника для нагрузки в 502 000 кг.

Конструкция продольного подшипника с заделанными наподобие ласточкина хвоста поверхностями, которой автор, благодаря ее простоте, отдает предпочтение, может найти применение у вертикальных водяных турбин и дать хорошие результаты. На фиг. 117 показан в продольном разрезе эскиз такого подшипника для промысловой смазки.

Жесткое само по себе, однако самоустанавливающееся по кругу упорное кольцо (DRP) подшипника передает при помощи своей гладкой (пришабренной и полированной) нижней поверхности сдвиг вала на опорную поверхность корпуса подшипника, залитую белым металлом. Корпус подшипника в отношении оси вала в свою очередь делается самоустанавливающимся, так что принудительного положения нет ни в каком направлении. Масло, подаваемое прессом, подводится к поперечному подшипнику через вместительную продольную канавку, проходящую до верхнего конца подшипника, кольцеобразную подпорку в радиальной смазочной канавке лобовой поверхности подшипника и пришаброванную клиновую поверхность, примыкающую к ней (фиг. 59). Благодаря этому обеспечивается надежная и равномерная смазка. Масло, непрерывно циркулирующее изнутри наружу, через радиальную канавку будет одновременно с этим воспринимать



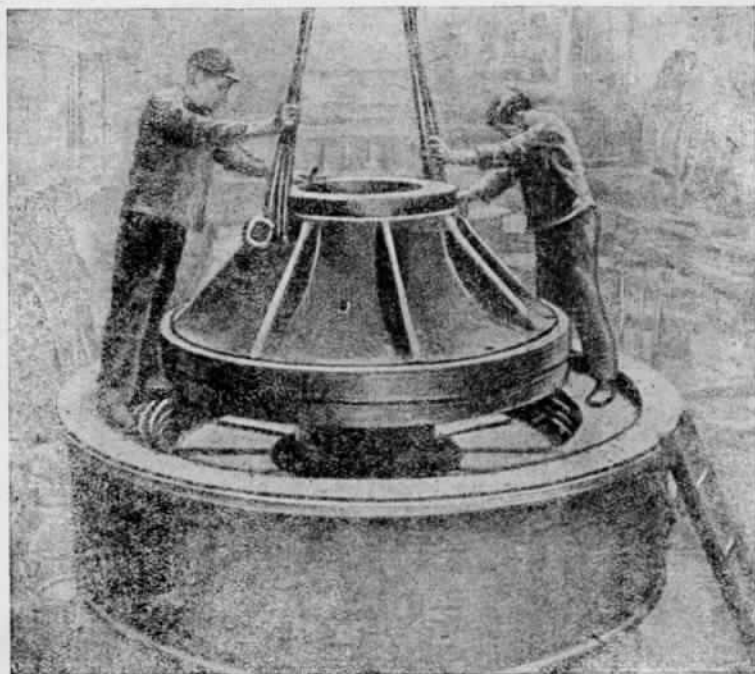
Фиг. 114. Поперечный разрез и вид сзади упорного подшипника, показанного на фиг. 112.



Фиг. 115. Подъемник Фойта для вертикальной водяной турбины.

теплоту трения, образующуюся в клиновых поверхностях, и отводить ее из подшипника.

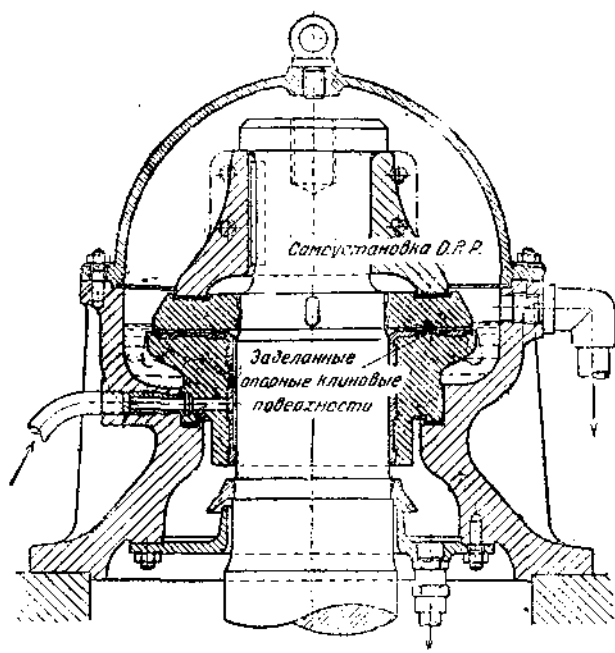
Применением жестких поверхностей скольжения с врезанными клиновыми поверхностями подпятник получает такую же опорную способность и надежность, как и подпятник, изготовленный по принципу Мичеля, что доказано испытанием кольцевого подпятника Акц. о-ва машиностроительного завода Эшер, Висс и К-о, Цюрих и Равенсбург. На фиг. 119 показан подпятник водяной турбины названной фирмы грузоподъемностью в 550 000 кг при $n = 150$.



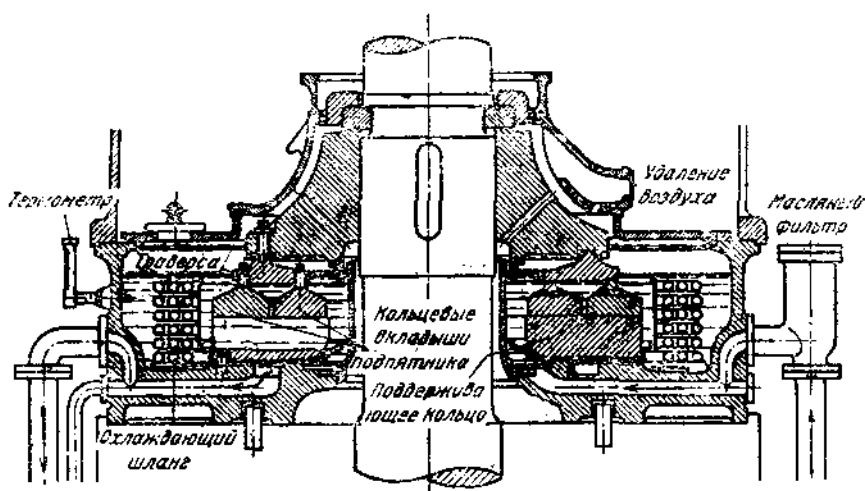
Фиг. 116. Подпятник Фойта для нагрузки в 502 000 кг во время монтажа в мастерской.

В целях достижения наименьшего прогиба упорное кольцо состоит из двух отдельных, концентрических колец, которые при помощи уравнивательной кольцевой шайбы (траверзы) нагружаются таким образом, что каждое кольцо испытывает одинаковое удельное давление. Интересно при этом отметить, что как опорное (подпяточное), так и поддерживающее кольцо делаются из чугуна и работают непосредственно соприкасаясь своими чисто пришабренными поверхностями скольжения (без прокладки из белого металла), что является наглядным доказательством существования правильной смазки силой клина и пригодности хорошего чугуна даже при пуске в ход под высоким удельным давлением.

Предельная нагрузка и надежность смазочного слоя контролируются при помощи включенного манометра и термометра, которые дают

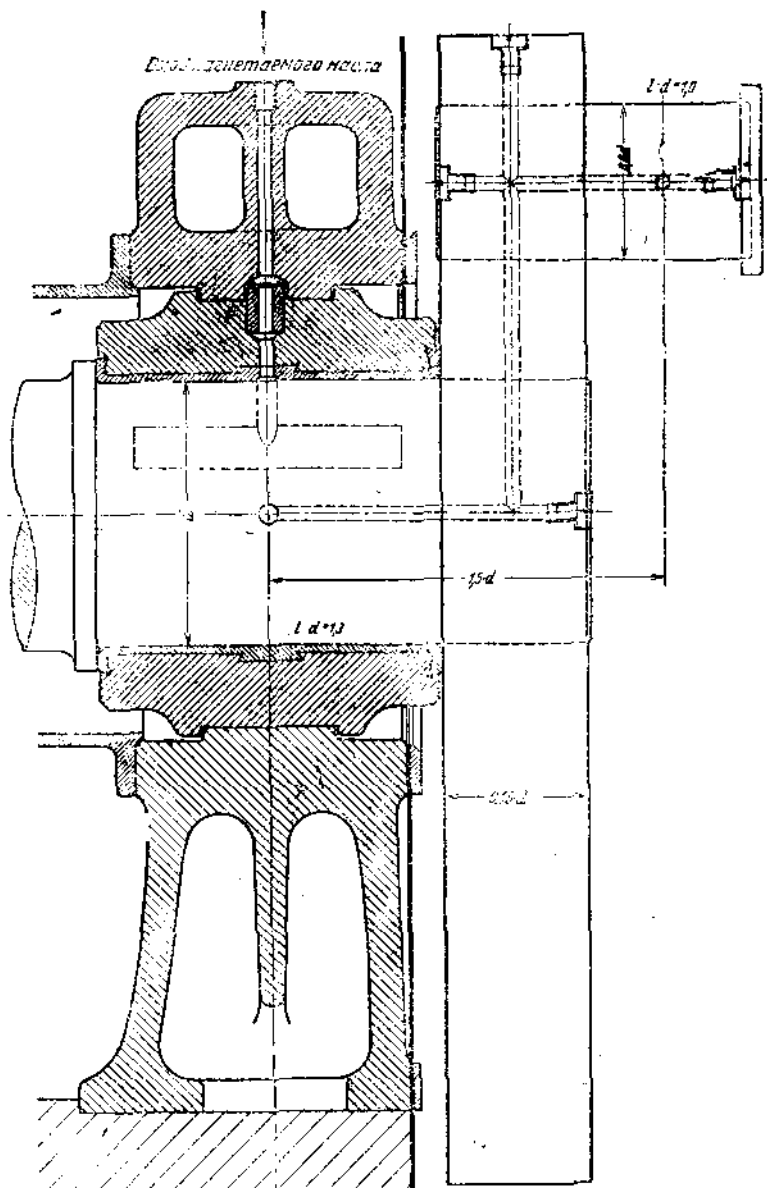


Фиг. 117. Продольный подшипник Фальца с саморегулирующимся упорным кольцом и вделанными клиновыми поверхностями для вертикальной водяной турбины.



Фиг. 118. Кольцевой подшипник Эшер-Висса грузоподъемностью 550 000 кг с вделанными клиновыми поверхностями.

возможность наблюдать за давлением и температурой смазочного слоя. Этот относительно большой подшипник охлаждается трехрядным хо-



Фиг. 119. Главный подшипник паровой машины системы Фальца с концевым кривошипом для смазки под давлением.

лодильным шлангом, вставленным в коробку, через который масло непрерывно циркулирует, нагнетаясь насосом; опорные поверхности обтекаются непрерывно циркулирующим охлажденным и профильтрованным

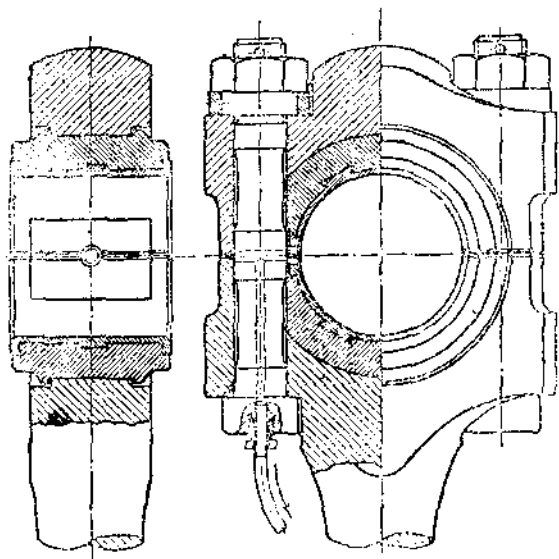
ным промывочным маслом, в то время как нагревшееся за это время масло отводится из подшипника.

Коэффициент трения продольного подшипника, показанного в разрезе, очень незначителен; он колеблется, как показали произведенные с ним опыты, в зависимости от скорости скольжения, от 0,005 до 0,0015. Надежность работы, напротив, очень велика, ибо подшипник вряд ли имеет нагрузку выше $20-30 \text{ кг/см}^2$, в то время как опыты с подшипниками Мичеля показали, что удельное давление может простираться до границ текучести (смятия) белого металла (приблизительно до 750 кг/см^2), не выходя при этом из области совершенной смазки. Этот

факт дает право говорить о блестящих успехах современной техники смазки и гидродинамической теории.

В заключение рассмотрим еще современный приводной механизм паровой машины.

На фиг. 119 показан разрезной главный подшипник без обычных приспособлений для установки, но практически самоустанавливающийся, а также концевой кривошип вместе с противовесом и цапфой кривошипа; у последней отношение $l:d=1,0$; у главного подшипника $l:d=1,3$. Масло, подаваемое прессом, поступает сверху в главный подшипник



Фиг. 120. Подшипник цапфы кривошипа со смазкой под давлением для главного подшипника, изображенного на фиг. 119.

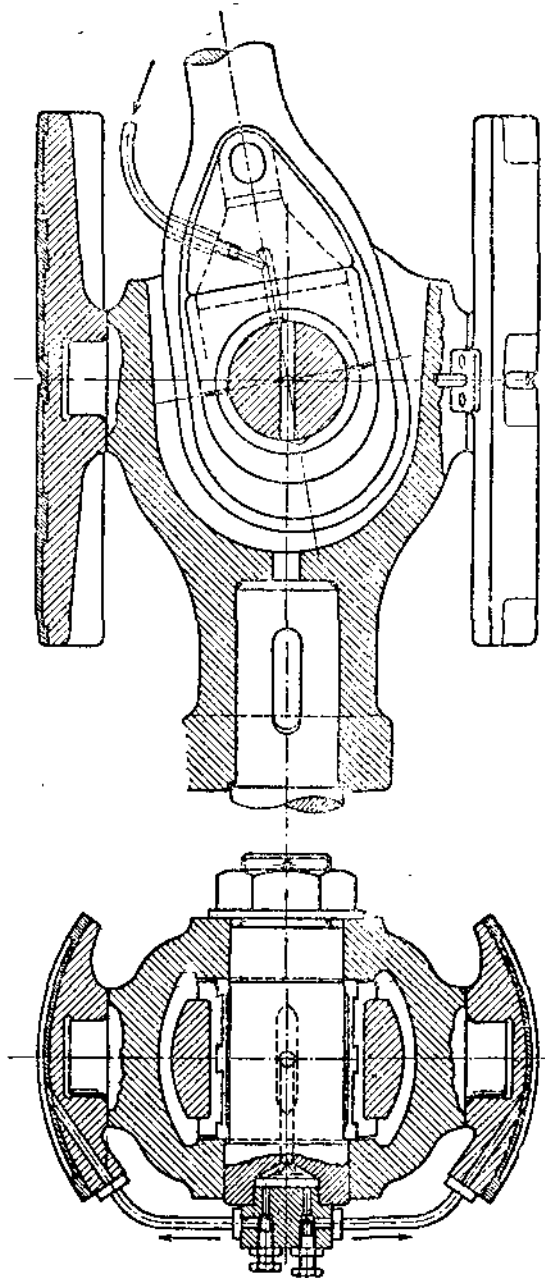
и держит непрерывно под давлением масляный карман, соединенный с ним при помощи короткой окружной канавки в крышке подшипника. Через отверстия в вале, кривошипе и цапфе кривошипа масло подводится и к шатуну приводного механизма именно таким образом, что на протяжении приблизительно в 60° до и после каждой мертвой точки поршня как подшипник цапфы кривошипа, так и подшипник кривошипа и клиновые канавки кривошипного ползуна находятся под полным масляным давлением. Таким образом обеспечивается не только достаточная смазка и охлаждение, но гарантируется также перемена давления при совершенном поглощении ударов. Вкладыши главного подшипника свинчиваются друг с другом жестко.

Применением укороченной цапфы и небольшого плеча изгиба, автоматической устанавливаемостью главного подшипника и непрерывной фильтрацией циркулирующего масла устраняется возможность износа, так что этим делаются излишними те приспособления для регулирования, которые применяются до настоящего времени, ибо не

следует забывать, что главной причиной обычного до сих пор износа является жесткость и длина подшипника и конструктивное выполнение его из четырех частей. Длина подшипника и диаметр нормальной установки фиг. 119 выбраны таким образом, что напряжение на изгиб у цапфы вала превышает напряжение на изгиб у цапфы кривошипа только на несколько процентов и что площадь давления у главного подшипника в три раза меньше, чем площадь давления у подшипника кривошипа.

На фиг. 120 дан чертеж открытой головки шатуна. И этот подшипник практически обладает самоустановкой и поэтому при повышенной жесткости всего плеча кривошипа оказывается весьма прочным в отношении износа. Если цапфа кривошипа стоит в положении, соответствующем передней или задней мертвой точке, то в подшипнике кривошипа будет налицо полное давление масла, подаваемого прессом, т. е. оба масляных кармана находятся под давлением масла. От верхнего кармана к болту головки шатуна проходит отверстие, через которое

масло, пройдя через трубопровод, проходит вдоль шатуна до подшипника крейцкопфа, где и поступает в продольную смазочную канавку передней половинки вкладыша.



Фиг. 121. Крейцкопф и крейцкопфный подшипник со смазкой под давлением; к фиг. 119 и 120.

Фиг. 121 показывает продольный и поперечный разрезы крейцкопфа вместе с подшипником. Вблизи мертвой точки подводимое масло соединяется через поперечное отверстие валика крейцкопфа не только с обеими продольными канавками вкладышей, но и со средней клиновой камерой ползуна крейцкопфа при помощи продольного отверстия в цапфе, благодаря чему гарантируется сильное глушение толчков и достаточная смазка.

Особенно интересным в этой конструкции является приспособление для тщательного регулирования распределения масляного давления (DRGM). Распределительное устройство на конце крейцкопфного болта состоит из двух регулировочных винтов с коническими отверстиями. Нижний винт понижается настолько, чтобы нагруженный ползун крейцкопфа обильно смазывался; верхний же винт должен быть, как правило, завернут совершенно, так как неизбежные неплотности достаточны для того, чтобы верхний ползун получал удовлетворительную смазку. Если верхний винт *завернут неплотно*, то масляное давление во всей машине недопустимо падает, так как большая часть масла потоком выходит из верхнего ползуна и настолько затопляет параллели, что сохранить герметичность рамных окон обыкновенными средствами становится невозможным.

25. Общие указания и формулы

Самое существенное с той точки зрения, которая изложена в предидущих главах о расчете и постройке хорошо смазываемых поперечных и продольных подшипников и поверхностей скольжения, может быть кратко выражено в следующих общих указаниях.

А. Общие указания для расчета, конструкции, технического выполнения и работы

1. Расчет вполне смазанного опорного подшипника состоит вообще в согласовании размеров подшипника и зазора или размеров клиновых поверхностей и подъемов клина, с одной стороны, с нагрузкой, вязкостью смазочного материала и числом оборотов или скоростью скольжения, с другой стороны, так чтобы была достигнута достаточная толщина смазочного слоя и вместе с тем достаточная гарантия от появления полужидкостного трения.

2. Применявшийся ранее способ определения наивысшего значения для p в качестве допустимого удельного давления и произведения $p \cdot v$ в качестве измерителя для работы трения не может быть положен в основу расчета для вполне смазываемых машинных частей. На основании всего изложенного необходимо определение гарантии против полужидкостного трения.

3. Под опасностью нагревания надо понимать не высокую температуру поверхностей скольжения, а незначительность толщины смазочного слоя.

4. Большая толщина смазочного слоя означает большую надежность в работе; однако она всегда покупается ценой соответственно повышенного жидкостного трения.

5. Высокая рабочая температура поверхностей скольжения (в границах, допустимых с производственно-технической точки зрения) не

свидетельствует о нарушении безопасности работы и не дает основания делать заключение о бесполезной большой потере силы на трение.

6. Подшипник повышенной мощности (т. е. такой, у которого наибольшая возможная работа соединяется с наименьшей затратой материала), будет всегда работать со сравнительно высокой температурой, не становясь, однако, при этом опасным в работе.

7. Состояние наименьшего трения достигается при полужидкостном трении и на практике к нему не следует стремиться, так как работа без износа и положительная безопасность эксплуатации при этом недостижимы. В практической работе надо меньше обращать внимания на абсолютную величину наименьшего трения подшипника, а больше на работу без износа и достаточную безопасность производства.

8. Предельная нагрузка будет тем больше, чем точнее и глаже обрабатываются поверхности скольжения (плоские или цилиндрические). Если это сопровождается также применением графита (или в форме прибавки коллоидального графита к смазочному маслу или в форме металла для подшипников, содержащего графит), то достигается высший предел как допустимой нагрузки, так и эксплуатационная надежность работы, так как графит делает поверхности скольжения до некоторой степени нечувствительными и к недостатку смазочного материала.

9. При удовлетворительном состоянии смазки (полная смазка), когда достигается наивысшая производственная безопасность, подшипник требует столько смазки, сколько он в состоянии принять. Если смазочного материала поступает меньше (скудная смазка), то толщина смазочного слоя уменьшается за счет безопасности работы.

10. Смазка маслами при большом числе оборотов или малом удельном давлении дает меньшее трение, чем смазка мазями. Однако в пыльных и грязных производствах предпочтительнее смазка мазями, так как достаточная защита от пыли получается только при употреблении мазей.

11. Работа подшипника без износа в пыльном производстве практически может быть достигнута только применением смазки мазью, подаваемой прессом; проще всего это достигается при помощи вполне автоматической действующей мазевой масленки с равномерным давлением и видимым уровнем мази. Для ответственных мест и для продолжительной работы масленки Штауфера не годятся.

12. Капельная и фитильная смазки, игольчатые масленки, смазочные подушки и смазка от руки дают на практике скудную смазку. Совершенная смазка на продолжительное время достигается только при кольцевой смазке, при смазке под давлением и при циркуляционной смазке.

13. Смазка под давлением с точки зрения смазочной техники не имеет преимуществ перед кольцевой смазкой или циркуляционной кроме усиленного отвода тепла и возможности при помощи повышения масляного давления содействовать дальнейшему усилению отвода тепла. Но у подшипников поршневых машин смазка под давлением представляет большие выгоды, так как благодаря усиленному глушению при жесткой перемене давления она ослабляет влияние толчков

на рабочий механизм. При этом нужно избегать разбрызгивания и растекания масла, так как опорная поверхность в таком случае уменьшается и создаются благоприятные обстоятельства для окисления масла.

14. Когда смазка установки производится под давлением, масло, подводимое к местам трения, должно проходить предварительно через мелкосетчатый фильтр, чтобы предохранить цапфу от изнашивания. Наиболее удобными в отношении применения и очистки являются масляные фильтры с дискообразными фильтровальными пластинами из металлической ткани с $10\,000-17\,000$ ячеек/см² и металлическими жесткими краями (Гельмс-пластинами).

15. Металлический охладитель для искусственного охлаждения смазочного материала всегда устраивается в нагнетательной (напорной) линии, именно после фильтра, так как масло должно проходить через фильтр еще в возможно теплом (разжиженном) состоянии. Нужно тщательно следить за тем, чтобы охлаждающая вода не попадала в масло.

16. Для смазочного масла нужно требовать соответствующей вязкости и липкости с точки зрения поддерживающей способности, коррозионной неактивности и химико-физического постоянства, как признака достаточной нейтральности. Требование достаточной нейтральности включает в себя: практическое отсутствие кислот, стойкость в отношении окисления, отсутствие осадков, не слишком высокую испаряемость и равным образом хорошую дисмульсирующую способность и низкую температуру застывания в зависимости от тех требований, которые ставятся целями применения.

17. По вязкости при 50°Ц минеральные масла можно разделить приблизительно следующим образом:

от 1,2 до 2,0	градусов по Энглеру—	веретенные масла
" 2,0 "	3,5	" " " — легкие машинные масла
" 3,5 "	6,0	" " " — средние " "
" 6,0 "	20	" " " — тяжелые " "
" 20 "	60	" " " — цилиндровые масла

18. Применяя метод регенерации с флоридином, можно загрязненные и отработанные индустриальные масла приблизительно за 5—9 пфеннигов (2,5—4,5 коп.) за килограмм сделать в собственном производстве настолько пригодными к повторному употреблению, что они будут равноценны свежим маслам. Масляные сепараторы производят основательное обезвоживание масла перед регенерацией или оказывают хорошую службу при механической очистке смазочных масел.

19. Смазочные мази делают в сущности на две группы: мази на кальциевом основании и мази на натровом основании. Последние характеризуются совершенно особым постоянством и составляют так называемые мази для горячих подшипников, которые имеют точку каплепадения в 180° и выше.

20. Материал для подшипников в зависимости от целей применения должен быть выбран по сопротивляемости и способности скольжения. При ударной нагрузке (например у кривошипных машин) требуемые крепость и твердость при не слишком большой хрупкости и высокой степени скольжения (временное или постоянное полужидкостное

трение) вызывают необходимость применения металла особо высокого качества, из каковых до сих пор известен только „решетчатый металл“ брауншвейгского завода, содержащий графит; он представляет собой белый металл на свинцовом основании, который даже при высоких температурах и недостатке смазочного материала обнаруживает еще достаточно большую способность скольжения и надежность в работе.

21. Для умеренного удельного давления в качестве металла для подшипников пригоден перлитовый чугун, а для очень высоких температур и давлений—тщательно обработанная бронза. В соединении с закаленной поверхностью цапфы особенно подходит (из-за ее прочности в отношении износа) тянутая в холодном состоянии в форме труб карбонизованная бронза, которая в противоположность бронзе с прибавкой цинка не захватывает рабочей поверхности цапфы.

22. Белый металл для заливки подшипников (именно на свинцовом основании) превосходно отливается на машинах под давлением, благодаря чему в серийном производстве достигается уменьшение расхода на заработную плату, наименьший расход материала и улучшение структуры.

23. Чем несовершеннее конструкция, т. е. чем тверже и длиннее подшипник, чем менее точен зазор, чем больше момент изгиба и чем меньше тщательность обработки поверхностей скольжения, тем пластичнее и дороже должен быть употребляемый металл для подшипников, чтобы воспрепятствовать по возможности нагреванию и слишком большому износу.

Поперечный подшипник для вращательного движения

24. Чем больше число оборотов, тем больше при неизменной вязкости действие клиновой силы и толщина смазочного слоя. Однако при очень высокой окружной скорости и естественном охлаждении влияние числа оборотов, вызывающее уменьшение смазочного слоя (вследствие усиленного образования теплоты и уменьшения вязкости масла), может превысить увеличение смазочного слоя, происходящего благодаря возрастающему действию клиновой силы; вследствие этого слишком высокое число оборотов при естественном охлаждении может стать опасным.

25. У поперечных подшипников с давлением по краям, вследствие прогиба вала (искривление) относительная длина подшипника имеет решающее влияние на предельную нагрузку подшипника. Чем больше опорная длина вала, тем меньше допускаемая нагрузка для длинного подшипника; при относительной длине подшипника $l:d=1$ и ниже этого можно ожидать наибольшей нагрузки.

26. Помимо всего этого на поддерживающую способность подшипника оказывает влияние зазор. Высокая нагрузка и наименьшая потеря на трение достигается при соответствующем выборе смазочного материала только при небольшом зазоре. Только у очень быстроходных валов зазор нужно иногда искусственно увеличивать в интересах спокойного хода.

27. Чтобы выровнять неизбежные в практической работе прогибы вала (перекос) и неточности монтажа, вкладыши нужно всегда выполнять подвижными таким образом, чтобы установка их могла осуществляться автоматически для любого положения вала.

28. Непосредственная приработка вкладышей на цапфе отнюдь не дает совершенной смазки. Диаметр вкладыша должен быть всегда больше диаметра вала, хотя бы и очень незначительно. Приработанный подшипник должен во всяком случае свободно двигаться в боковом направлении, чтобы по крайней мере получить грубое приближение к правильному зазору.

29. Обычно применяемая приработка вала, провисающего вследствие нагрузки (маховое колесо, свободное турбинное колесо, ротор динамо), у поршневых машин не достигает цели, так как деформация вала, происходящая в практической работе, отличается от прогиба при покое и по большей части периодически изменяется во величине и по направлению. В этом случае следует стремиться только к получению тщательно выпрямленного, чисто обработанного и правильно смонтированного подвижного подшипника, который может автоматически приспособиться к деформациям, происходящим в работе.

30. Смазочные канавки (безразлично какой формы) в нагруженном вкладыше нецелесообразны и потому их не следует делать*. Они уменьшают поддерживающую способность подшипника до 60% и более, так как благодаря им давление в смазочном слое не возрастает надлежащим образом. Канавки особенно вредны в тех случаях, когда они непосредственно связаны с набегающими и сбегающими сторонами или концами подшипника.

31. Смазочные канавки в опорной поверхности вращающейся цапфы действуют также вредно, как и в нагруженном вкладыше. Вращающаяся цапфа должна быть поэтому всегда гладкой.

32. Обработка цапфы вкладыша, в особенности для высоких нагрузок и незначительного числа оборотов, должна быть совершенной (конечно, без несоразмерного увеличения стоимости обработки) как в отношении точности цилиндрической формы, так и в отношении состояния скользящих поверхностей. Наиболее простая и дешевая тщательная обработка вкладыша подшипника достигается высверливанием алмазными инструментами. Наиболее совершенную обработку поверхности получают при жестких материалах посредством отделки цапфы, вала и отверстия подшипника с последующей полировкой, как это может быть необходимо для ненормально высокого удельного давления.

33. В тех случаях, когда надо приработать несколько подшипников одинакового диаметра, находящихся на одной линии (подвижных), наибольшая точность может быть достигнута путем приабиривания подшипников с помощью тонкостенной, точно отполированной калиброванной трубы, по которой должны быть припаны все подшипники. Диаметр этой трубы должен быть больше диаметра вала на требуемый зазор. Какой-либо дальнейшей работы над валом, вложенным в подшипники, устроенные таким образом, не требуется и она не допустима.

34. Приработка требуется только у высоконагруженных сильно прогибающихся валов (вследствие искривления вала) или у жестких

* Исключение составляют подшипники с очень незначительной скоростью скольжения при высоком удельном давлении, условия работы которых позволяют достигать только полужидкостного трения. В таком случае делаются осевые смазочные канавки с плавными краями.

подшипников при недостаточно совершенной обработке. Приработку целесообразно производить при обыкновенном, рабочем числе оборотов, но нагрузку при этом надо увеличивать медленно по ступеням, пока она не превысит максимальной рабочей нагрузки. Если подшипник при этом дает наименьший коэффициент трения, то можно, вернувшись к нормальной нагрузке, пустить подшипник спокойно в работу.

Поперечный подшипник для колебательного движения

35. Качающиеся подшипники с переменной давления по их образу действия рассматриваются, главным образом, как жидкостные тормоза. Поэтому подвод смазочного материала целесообразно производить в середине вкладыша, так как тогда всасывающая сила цапфы при перемене давления наибольшая. Не следует делать никаких других канавок, кроме одной средней кольцевой (или поперечного отверстия цапфы в направлении нагрузки) и по одной короткой продольной в середине вкладыша.

36. Качающиеся подшипники без перемены давления работают в лучшем случае с полужидкостным трением. Чтобы обеспечить последнее, нужно вырезать в нагруженном вкладыше узкие продольные канавки, расходящиеся в обе стороны от средней кольцевой канавки. Число продольных канавок устанавливается с таким расчетом, что расстояние от канавки до канавки, измеренное по окружности, соответствовало целому размаху цапфы.

37. У качающихся подшипников вкладыши всегда сами притираются на цапфе, следовательно, зазор будет практически равен нулю. Цапфа должна обладать зеркальной жесткой поверхностью, которая тщательно шлифуется и надлежащим образом полируется.

38. Смазочные канавки (пп. 35 и 36) всегда устраиваются перпендикулярно к направлению движения и должны выполняться с плавным закругленными переходами; они не проходят до конца вкладыша и оканчиваются на некотором расстоянии от концов подшипника.

39. Чтобы предохранить подшипник от так называемого „защемления“ при могущем быть нагревании, вкладыши в местах стыка пришабриваются свободно.

Продольный подшипник и ползунок крейцкопфа

40. Динамическое плавание достигается только в том случае, когда применяется плавное закругление клиновых поверхностей, которые, как бы набегают на смазочный слой. У ползунков крейцкопфа с острыми краями, параллельными опорным поверхностям, совершенная смазка невозможна.

41. Высокая поддерживающая способность и наименьшая потеря трения при соответствующем выборе смазочного материала достигается только при небольшом подъеме клина. Только при очень незначительных нагрузках он может доходить до 0,5%, так как благодаря этому возможно дешевое изготовление шлифовкой при помощи фасонных шлифовальных шайб.

42. Смазочные канавки обычного типа у продольного подшипника не следует устраивать ни в упорном кольце, ни в прилегающей к нему

поверхности; у плоских тел скольжения — ни в опорной поверхности ползуна, ни в самих направляющих.

43. Для того чтобы упорное кольцо продольного подшипника хорошо прилегло к поверхности, с которой оно соприкасается, оно должно свободно устанавливаться во всех направлениях; ползун должен вращаться по меньшей мере на валике крейцкофа.

44. Салазки, равно как и части опорного ползуна, параллельные салазкам, должны быть совершенно ровными и тщательно пришабренными. Часто употребляющаяся шлифовка ползуна крейцкофа наждачным или карборундовым порошком после предшествующего пришабривания ни при каких обстоятельствах недопустима, так как этот способ обработки значительно уменьшает поддерживающую способность.

45. Клинообразные опорные поверхности могут быть созданы любым способом, смотря по подъему (при помощи шлифовки, напильника или пришабривания). Окончательная обработка начисто должна производиться пришабриванием (преимущественно перпендикулярно к направлению движения). Подъем клина неоднократно проверяется соответствующим шаблоном.

Смазка поршней

46. Основным условием для хорошей смазки поршней (работа по возможности без износа и при наименьшем расходе масла) является применение клиновых поверхностей и плавных закруглений у поршней и поршневых колец и подвод смазочного материала в такт хода. При помощи смазки в такт хода вся смазка, попадающая в цилиндр, должна идти только к поршневым кольцам, так что масло поступает только на трущиеся поверхности.

47. Подвод смазочного материала при смазке в такт хода целесообразно производить вблизи концов цилиндра, именно лучше всего вверху, в случае, если обратный клапан можно установить непосредственно около цилиндра.

48. При смазке в такт хода каждый конец цилиндра должен быть снабжен отдельно работающим смазочным насосом (но не смазочным прессом), приводные механизмы которых должны быть расположены на 180° по отношению друг к другу. Чтобы улучшить действие смазки в такт хода, смазочный насос приводится в действие с перерывом. Другими словами, смазка подается через большие интервалы, но обильно; маслопроводные трубки не следует делать слишком широкими, длинными или с резкими изгибами.

49. В отношении цилиндрических масел для паровых машин не следует предъявлять повышенных требований к вязкости и температуре вспышки, так как такие требования влекут за собой применение масел с асфальтовым основанием. Такие масла дают в высшей степени нежелательный нагар и образование пленки. „Смазочная способность“, которой должно обладать цилиндрическое масло, определяется не вязкостью его, так как смазка поршней в лучшем случае происходит при полужидкостном трении, а прежде всего способностью прилипания масла.

50. В качестве цилиндрических масел для машин с перегретым паром при использовании отработанного масла или конденсации самым при-

годным является чистое минеральное масло, не содержащее в себе асфальта и зола, не образующее никакого нагара и не эмульсирующее; при работе машины на выхлоп применяют компаундированное масло. При очень высоких температурах рекомендуется прибавка к цилиндровому маслу коллоидального графита, в особенности для приработки.

51. Экономная цилиндровая смазка достигается не применением более дешевого цилиндрового масла, а целесообразным подводом высокоценного смазочного материала, благодаря чему в конечном результате получается экономия в расходе.

Б. Важнейшие расчетные формулы

В настоящем изложении даются краткие указания в отношении правильного применения важнейших формул. Эти указания являются одновременно краткими выводами для глав 18, 19 и 23 и дают возможность производить быстрое и правильное определение необходимых размеров, соотношений трений, требующейся вязкости смазочного масла или потребности в масле. С этой целью еще раз повторены все выведенные для этого формулы*.

В приводимых ниже задачах различаются два случая: вязкость масла определяется по данным размерам или же размеры определяются по данному смазочному материалу. Первый из названных случаев обозначен цифрой I, второй цифрой II.

Поперечный подшипник, случай I. Смазочный материал не указан. Даны: диаметр цапфы d , общая нагрузка подшипника P и число оборотов n . Выбираются: отношение длины подшипника $l:d$, зазор $D-d$, наименьшая толщина смазочного слоя h , температура воздуха θ_1 и „коэффициент лучеиспускания“ a по табл. 10. Определяются: температура смазочного слоя θ , требующаяся вязкость z или вязкость E° масла при 50° .

Наименьшую работу трения при надежности работы вообще получают при наименьшем зазоре и нормальном расположении, т. е. практически при пригонке на свободный ход и $h = 0,25 \cdot (D-d)$, соответствующей $\lambda = 0,5$.

Затем для данного диаметра цапфы d для пригонки на свободный ход и $\lambda = 0,5$ определяется требующаяся вязкость масла в смазочном слое:

$$z_{1,0,5} = \frac{P}{3380000 \cdot d^{3,4} \cdot (l:d) \cdot n} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2. \quad (104)$$

Эта вязкость у подшипников с естественным охлаждением должна быть при температуре

$$\theta = \theta_1 + \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{9600 \cdot a^2 \cdot (l:d)}} \text{ градусов.} \quad (66)$$

Если естественное охлаждение оказывается недостаточным, когда θ превышает 80° , то для найденного по уравнению (104) значения z устанавливают наименьшую температуру θ , поддерживаемую

* Значение буквенных выражений в формулах смотри в конце книги.

искусственным охлаждением, и выбирают масло, соответствующее этим значениям z и θ .

Пересчет вязкости, определенной по уравнению (66), или при искусственном охлаждении пересчет свободно принятой температуры θ на другую (например на 50°), производится в обратном отношении к температурам во $2,6$ степени.

Для пересчета абсолютной вязкости в градусы по Энглеру для небольших вязкостей (до $z = 0,004$) применяется приближительная формула:

$$E^\circ = (970 \cdot z)^{1,2} + 1^\circ \text{Э} \quad (10)'$$

Для высоких вязкостей (свыше $z = 0,004$) с достаточным приближением:

$$E^\circ = 1490 \cdot z^\circ \text{Э}. \quad (12)$$

Можно для определения E° разрешить уравнение (67) также по i , установив значение i из уравнения

$$i = z \cdot (0,1 \cdot \eta)^{2,6}$$

и потом взять энглеровское число для 50° из таблицы кривых (фиг. 54).

Идеальный зазор при пригонке на свободный ход составляет в среднем

$$(D'' - d'')_L = \frac{\sqrt[3,3]{d''}}{45}. \quad (56)$$

Действительный (измеримый) зазор $D''_w - d''_w$ для нормальной обработки принимается меньше приблизительно на $0,02$ мм.

Когда по уравнению (104) дается маловязкое масло, как, например, легкое веретенное масло, то выбирают масло, считающееся самым жидким, и задача разрешается по случаю II [уравнение [53] и (67)].

Коэффициент трения составляет в среднем

$$\mu = 3,8 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{P_m}} \quad (45)$$

и работа трения

$$N_r = \frac{\mu \cdot P \cdot d \cdot n}{1430} P. \quad (48)$$

или

$$N_r = \frac{d^2}{1160} \cdot \sqrt{P \cdot n^3 \cdot z \cdot (l:d)} \text{ л. с.} \quad (49)$$

или

$$N_r = \frac{P \cdot n \cdot \sqrt{(D-d) \cdot h}}{191} \text{ л. с.} \quad (50)$$

Напряжение на изгиб у концевых ципф определяется по формуле:

$$\sigma_b = 5 \cdot p \cdot (l:d)^2 \text{ кг/см}^2 \quad [198]$$

и прогиб цапфы (изгиб только)

$$f_k = \frac{n \cdot d^2 \cdot (l:d)^4}{5\,500\,000} \quad [107]$$

Наименьшая толщина смазочного слоя, при пригонке на свободный ход, по формуле

$$h_L = \frac{152 \cdot d^{3,7} \cdot (l:d) \cdot n \cdot z}{P} \text{ м} \quad (106)$$

в случае заданного зазора может контролироваться по общему уравнению:

$$h = \frac{d^4 \cdot (l:d) \cdot n \cdot z}{36,5 \cdot P \cdot (D-d)} \text{ м}, \quad (31)$$

если вычисленная величина h меньше $0,25 \cdot (D-d)$.

Если, наконец, дана готовая установка с определенным зазором, то вязкость, требующаяся для создания предположенной желаемой толщины смазочного слоя или для получения расположения цапфы (приблизительно соответствующего $\gamma = 0,5$), получается из общего уравнения

$$z = \frac{36,5 \cdot P \cdot (D-d) \cdot h}{d^4 \cdot (l:d) \cdot n} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2, \quad (51)$$

причем для $\gamma = 0,5$ ставится $h = 0,25 \cdot (D-d)$. Достаточно ли при этом естественного охлаждения, покажет опять-таки формула (66), однако, при определении вязкости по уравнению (51) нужно соблюдать определенно значение z и при искусственном охлаждении (при свободно выбранной температуре). Минимум трения при этом увеличивается тем более, чем больше данный зазор превышает величину зазора для свободного хода.

Поперечный подшипник, случай II. Смазочный материал* с характеристикой i является данным; кроме того даны: общая нагрузка подшипника P и число оборотов n . Выбираются: отношение длины подшипника к диаметру $l:d$, зазор $D-d$, наименьшая толщина смазочного слоя h , температура воздуха θ_1 и „коэффициент лучеиспускания“ α по табл. 10. Определить кроме температуры смазочного слоя θ диаметр цапфы d .

Температура смазочного слоя составляет для всех диаметров цапф и всех допустимых зазоров и толщины смазочного слоя

$$\theta = \frac{\theta_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3 \cdot i}{24 \cdot \alpha^2 \cdot (l:d)}}} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (68)$$

Если искусственного охлаждения достаточно, то при пригонке на свободный ход и $\gamma = 0,5$, наиболее благоприятный в отношении тре-

* См. табл. 11 и таблицу кривых фиг. 54. Для масла с вязкостью 2,3 и т. д. по Энглеру при 50° имеют силу следующие округленные значения: $i_2 = 0,07$; $i_3 = 0,12$; $i_4 = 0,17$; $i_5 = 0,25$; $i_6 = 0,35$; $i_{12} = 0,54$; $i_{16} = 0,7$; $i_{21} = 1$.

ния диаметр цапфы при повышенной безопасности работы получается по формуле:

$$d_{L0,5} = \sqrt{\frac{P \cdot (0,1 \cdot b)^{2,6}}{3380000 \cdot n \cdot i \cdot (l:d)}} \text{ м}, \quad (109)$$

с θ из уравнения (68).

Если оказывается, что искусственное охлаждение требуется, то намечают температуру смазочного слоя, считающуюся допустимой, которая и будет поддерживаться искусственным охлаждением. Со значением z , соответствующим этой температуре по уравнению,

$$z = \frac{i}{(0,1 \cdot \theta)^{2,8}} \text{ кГ} \cdot \text{сек}/\text{м}^2 \quad (67)$$

для данного масла устанавливают наиболее благоприятный в отношении трения диаметр цапфы для обыкновенной пригонки и $\lambda = 0,5$ по формуле:

$$d_{L0,5} = \sqrt[3,4]{\frac{P}{3380000 \cdot n \cdot z \cdot (l:d)}} \text{ м}. \quad (110)$$

Если дано и d (как в случае I), то при одновременно намеченном сорте масла (при данной i) нельзя достигнуть наименьшего потребления энергии на трение. Тогда только путем отказа от обыкновенной пригонки стремятся достигнуть желаемой толщины смазочного слоя или величины λ , поскольку дело идет о масле очень вязком для обыкновенной пригонки (следовательно, о масле не слишком маловязком).

Если z у намеченного масла при приблизительно известной температуре совпадает со значением, установленным по уравнению (67), как, например, у паровых турбин, то при данном диаметре цапфы (по большей части конструктивно) минимум трения также не может быть достигнут. Тогда при использовании намеченного масла (слишком вязкого) надо увеличить только зазор сверх обыкновенной пригонки настолько, чтобы в интересах спокойного хода эксцентриситет λ был не меньше 0,5, поскольку лабиринтовое уплотнение допускает такое расширение зазора.

Расположение $\lambda = 0,5$ при искусственном охлаждении достигается выбором зазора по уравнению:

$$(D'' - d'')_{0,5} = \frac{d''}{309} \cdot \sqrt{\frac{z \cdot n}{p}} \text{ мм}. \quad [53]$$

Если условия таковы, что диаметр цапфы может быть уменьшен, то хотя работа трения и не понижается до минимума (при пригонке на свободный ход), то все-таки она, благодаря уменьшению диаметра цапфы, становится меньше и в этом случае имеет силу уравнение [53].

Для определения размеров или надлежащей нагрузки самоустанавливающегося подшипника с кольцевой смазкой, с пригонкой на свободный ход, при $l:d = 1,5$, а для легкого машинного масла с вязкостью от 3 до 4 по Энглеру при 50° (соответствующей $i = 0,15$), могут служить следующие приближенные уравнения:

$$d'' = 0,53 \cdot \sqrt[2,66]{P} \text{ см}; \quad [113]$$

Из отношения

$$p = 2,4 \cdot \sqrt[1,25]{d'} \text{ кг/см}^2, \quad [112]$$

которые являются действительными для числа оборотов $n = 100$ до примерно

$$n_{\max} = \frac{7500}{d'} \text{ об/мин} \quad [114]$$

и для диаметра вала

$$d' = 5 \div 30 \text{ см.}$$

При пригонке на свободный ход среднее значение идеального зазора составляет:

$$(D'' - d'')_L = \frac{\sqrt[2,3]{d''}}{45} \text{ мм}; \quad [56]$$

действительный (выполнимый) зазор принимается при нормальной обработке меньше на 0,02 мм.

Кроме того вообще коэффициент трения подшипников (в среднем)

$$\mu = 3,8 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{P_m}} \quad (45)$$

или

$$\mu = \frac{7,5}{d} \cdot \sqrt{(D - d) \cdot h} \quad (47)$$

с z по уравнению (67); работа трения с таким же значением z :

$$N_r = \frac{\mu \cdot P \cdot d \cdot n}{1430} \text{ л. с.} \quad (48)$$

или

$$N_r = \frac{d^3}{1160} \cdot \sqrt{P \cdot n^3 \cdot z \cdot (l:d)} \cdot \text{л. с.} \quad (49)$$

или

$$N_r = \frac{P \cdot n \cdot \sqrt{(D - d) \cdot h}}{191} \text{ л. с.} \quad (50)$$

У остальных концевых цапф напряжение на изгиб составляет

$$\sigma_b = 5 \cdot p \cdot (l:d)^2 \text{ кг/см}^2 \quad [108]$$

и прогиб цапфы

$$f''_k = \frac{p \cdot d'' \cdot (l:d)^4}{5\,500\,000} \text{ мм.} \quad [107]$$

Если, наконец, дело идет о готовом подшипнике с данным зазором, то можно только проверить, можно ли вообще ожидать жидкостного трения при искусственном охлаждении по уравнению (31) при естественном охлаждении по формуле:

$$h = \frac{d^4 \cdot (l:d) \cdot n \cdot i}{36,5 \cdot P \cdot (D - d) \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,8}} \text{ м} \quad (69)$$

или при пригонке на свободный ход (в среднем) по отношению

$$h_L = \frac{152 \cdot d^{3,7} \cdot (l:d) \cdot n \cdot i}{P \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,8}} \text{ м}, \quad (111)$$

причем θ всегда определяется по уравнению (68).

Жидкостное трение, влияние которого учитывается во всех формулах, можно ожидать лишь постольку, поскольку наименьшая толщина смазочного слоя не будет превышать при нормальной обработке величины 0,01 мм. Небольшое превышение требует приработки, в то время как большое превышение обуславливает полужидкостное трение. При самоустанавливающихся вкладышах и обычной толщине смазочного слоя (для пригонки на свободный ход) изгиб цапфы при среднем диаметре цапфы может составлять до 0,01 мм. Если изгиб оказывается большим, то уменьшается отношение длины подшипника к его диаметру.

Для определения потребности в масле служат следующие формулы:

Для капельной смазки имеет силу выражение:

$$Q_{\text{кап.}} = \frac{0,3 \cdot p \cdot (D' - d')^3}{(l:d) \cdot z} \text{ л/мин} \quad (133)$$

и для смазки под давлением

$$Q'_{\text{дав.}} = (7 \cdot p + 100 \cdot p'_1) \cdot \frac{(D' - d')^3}{(l:d) \cdot z} \text{ л/мин} \quad (140)$$

Потребность в масле, подаваемом под давлением при $p = 60 \text{ кг/см}^2$, 1 ат давления масла, $z = 0,002$ и обыкновенной пригонке составляет на подшипник нетто:

$$\ddot{O}_0 = 0,02 \cdot d' \text{ л/мин} \quad (142)$$

и брутто (с 1,7-кратной надежностью в отношении износа):

$$\ddot{O}_L = 0,1 \cdot d' \text{ л/мин.} \quad (143)$$

Общую потребность в масле стационарной поршневой машины в л/мин (следовательно, на один главный подшипник концевого кривошипа или два главных подшипника коленчатого вала плюс один коренной подшипник и один крейцкопфный подшипник и ползуны крейцкопфа) можно принять приблизительно в 30% от диаметра цапфы коленчатого вала в см:

$$\ddot{O}_k = 0,3 \cdot d' \text{ л/мин,} \quad (144)$$

в то время как практически совершаемая работа масляного насоса автомотора с s коренных и мотылевых подшипников (вместе взятых) составляет

$$\ddot{O}_A = 0,3 \cdot d' \cdot s \text{ л/мин.} \quad (145)$$

При искусственном охлаждении потребность в охлаждающем масле составляет вообще

$$Q'_2 = \frac{a_2 \cdot d \cdot l}{6,9 \cdot (\theta - \theta_2)} \text{ л/мин} \quad (146)$$

$$a_2 = 0,174 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{(l:d)}} - 17 \cdot a \cdot (\theta - \theta_1) \cdot 1,3 \text{ кал/час. м}^2 \quad (147)$$

и специально для подшипников паровых машин

$$Q'_{DQ} = \frac{\xi \cdot d^3}{36,9 \cdot (\theta - \theta_2)} \cdot \sqrt{P \cdot n^3 \cdot z \cdot (l:d)} \text{ л/мин} \quad (148)$$

с $\xi = 1,4 \div 1,8$ и $z = 0,0008$.

Ползун крещкопфа и продольный подшипник, случай II. Смазочный материал заранее не указан. Дается: ширина клиновой поверхности B и длина L , общая нагрузка P' и скорость скольжения V ; у продольных подшипников принимаются во внимание кроме того данные, фигурирующие при расчете поперечных подшипников. Выбираются: подъем клина ε , наименьшая толщина смазочного слоя H , „коэффициент лучеиспускания“ A или A' по табл. 12 и температура воздуха θ_1 . Определяется требующаяся вязкость z или вязкость E° употребляемого масла при 50° .

Наименьшую работу трения получают вообще при небольшом подъеме клина ε и наименьшей толщине смазочного слоя H при вязкости масла

$$z = \frac{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{\varepsilon \cdot P' \cdot H^{1,2}}}{V \cdot L^{1,2} \cdot B} \text{ кг-сек/м}^2. \quad (81)$$

Сначала ставят $H = 0,00001$ и пробуют применить нормальный подъем $\varepsilon = 0,005$, так как он еще достижим при помощи пришлифовки. Для такого случая применяется особая формула:

$$z_{\varepsilon 0,005} = \frac{P' \cdot H^{1,2}}{14,8 \cdot V \cdot L^{1,2} \cdot B} \text{ кг \cdot сек/м}^2. \quad (92)$$

При высоком удельном давлении и тщательно пришабренной поверхности можно принять $H = 0,000004$ и $\varepsilon = 0,002$. (Если при небольшом удельном давлении и очень высокой скорости дается мало-вязкое масло, например, веретенное, то принимается во внимание самое жидкое смазочное масло и задача дальше решается по случаю II.)

Для ползуна крещкопфа можно с этим значением z по уравнению

$$\theta = \theta_1 + \sqrt[2,6]{\frac{2,23 \cdot P' \cdot V^3 \cdot z}{B \cdot L^2 \cdot A^2}} \quad (91)$$

определить температуру смазочного слоя или проверить, достаточно ли естественного охлаждения. В утвердительном случае вычисленное значение z определяет требующуюся вязкость при температуре θ . Чтобы перейти на вязкость масла при 50° , уменьшают значение z в обратном отношении к температуре во 2,6 степени $\theta = 50^\circ$ и определяют вязкость по Энглери при $z \leq 0,004$ по уравнению:

$$E^\circ = (970 \cdot z)^{1,2} + 1^\circ \text{Э} \quad (10)$$

и при $z \geq 0,004$ по формуле:

$$E^\circ = 1490 \cdot z \text{ } ^\circ\text{Э.} \quad (12)$$

Если даны кроме того главные размеры L и B (B является общей шириной всех в совокупности клиновых поверхностей, действующих в одинаковом направлении и имеющих каждая ширину B_1), и подъем клина z , то можно достигнуть минимума трения только при $z \leq 0,005$; в противном случае уравнение (81) обеспечивает только желаемую толщину смазочного слоя H .

Если формула (91) дает высокую температуру смазочного слоя, приблизительно равную $t = 80^\circ$, то нужно применить искусственное охлаждение с любой (приблизительно $40 + 60^\circ$) выбранной температурой; значение для L , определенное по уравнению (81), должно быть дано тогда при намеченной температуре выходящего охлаждающего масла.

У комбинированного поперечно-продольного подшипника теплоту, образующуюся в поперечном подшипнике, прибавляют к теплоте, образующейся в продольном подшипнике, и относят это общее количество теплоты к квадратному метру внутренней поверхности $d \cdot \pi \cdot l$ поперечного подшипника. Температуру смазочного слоя получают с P' в качестве общей нагрузки продольного подшипника и с A' в качестве „коэффициента лучеиспускания“ для продольного подшипника (по табл. 12) по уравнению:

$$\theta = \theta_1 + \sqrt[1,3]{\frac{V 0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot z + V 640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z}{17 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot (l:d) \cdot A'}} \text{ } ^\circ\text{Ц.} \quad (115)$$

Требуемая вязкость определяется точно так же, как у крейцкопфа или по уравнению (81) или по особому уравнению (92) для $z = 0,005$. Это значение для z имеет силу в уравнении (115) для обоих слагаемых (поперечного и продольного подшипника).

Наименьшая толщина смазочного слоя может быть проверена в случае надобности по общему основному уравнению

$$H = \sqrt[1,2]{\frac{L^{1,2} \cdot B \cdot z \cdot V}{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{\varepsilon \cdot P'}}} \text{ м.} \quad (85)$$

Коэффициент трения составляет вообще в среднем

$$\mu = 3 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}} \quad (79)$$

или

$$\mu = \sqrt{\frac{42 \cdot \sqrt[1,25]{\varepsilon \cdot H^{1,2}}}{L^{1,2}}} \quad (82)$$

Работа трения

$$N_r = \frac{P' \cdot \mu \cdot V}{75} = 0,04 \cdot \sqrt{P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z} \text{ л. с.} \quad (83)$$

$$N_r = 0,086 \cdot P' \cdot V \cdot \sqrt{\frac{1,25 \sqrt{\epsilon} \cdot H^{1,2}}{L^{1,2}}} \text{ л. с.} \quad (84)$$

с z по уравнению (81).

Ползун крейцкофа и продольный подшипник, случай II.

Данным является определенное смазочное средство* с характеристикой i ; кроме того общая нагрузка P' и скорость скольжения V . Выбирают: подъем клина ϵ , наименьшую толщину смазочного слоя H , коэффициент лучеиспускания A или A' по табл. 12, температуру воздуха θ_1 и у продольных подшипников те данные, которые принимаются во внимание у поперечных подшипников. Определяется температура смазочного слоя θ , длина клиновой поверхности L и ширина клиновой поверхности B , поскольку последняя не является данной.

При заданных главных размерах L и B температуру смазочного слоя для ползуна крейцкофа вычисляют по формуле:

$$\theta = \frac{\theta_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \sqrt{\frac{892 \cdot P' \cdot V^3 \cdot i}{L^2 \cdot B \cdot A^2}}} \quad (94)$$

для продольного подшипника по уравнению

$$[0,1 \cdot \theta \cdot (\theta - \theta_1)]^{1,3} = \frac{\sqrt{0,3 \cdot P' \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot i} + \sqrt{640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot i}}{53,2 \cdot A' \cdot d^2 \cdot (l:d)} \quad (116)$$

причем в последнем случае правая сторона вычисляется арифметически, а θ отсчитывается по табл. 16.

Так как данные перекрывают друг друга, то минимум трения не достигается и поэтому стремятся лишь к достижению жидкостного трения, измеряя подъем клина с желаемым H по уравнению

$$\epsilon = \left(\frac{B \cdot L^{1,2} \cdot V \cdot i}{4,7 \cdot P' \cdot H^{1,2} \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}} \right)^{1,25} \quad (97)$$

Если дано и ϵ (следовательно готовый ползун или готовый продольный подшипник), то по уравнению

$$H = \sqrt[1,2]{\frac{B \cdot L^{1,2} \cdot V \cdot i}{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{\epsilon} \cdot P' \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}} \text{ м} \quad (95)$$

или по особой формуле

$$H_{0,005} = \sqrt[1,2]{\frac{14,8 \cdot V \cdot L^{1,2} \cdot B \cdot i}{P' \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}} \text{ м} \quad (96)$$

для нормального подъема $\epsilon = 0,005$ мм на м длины можно только определить толщину смазочного слоя или проверить, гарантируется ли еще жидкостное трение. Если при нормальной обработке H оказы-

* См. табл. 11 и таблицу кривых фиг. 54. Для масла с вязкостью 2,3 и т. д. по Энглеру при 50° имеют силу следующие округленные значения: $i_2 = 0,07$; $i_3 = 0,12$; $i_4 = 0,17$; $i_5 = 0,26$; $i_6 = 0,35$; $i_{12} = 0,54$; $i_{16} = 0,7$; $i_{24} = 1$.

вається менше $H_{\min} = 0,00001 \text{ м} = 0,01 \text{ мм}$, то следует ожидать полужидкостного трения. При незначительном превышении $H_{\min}$ можно еще, пожалуй, при помощи притирки при благоприятных обстоятельствах достигнуть жидкостного трения.

Если по температурному уравнению окажется, что требуется искусственное охлаждение, то выбранное по желанию (приблизительно $40 + 60$) значение θ вставляют в уравнение (97) для определения ε или в уравнение (95) или (96) для установления H .

Если главные размеры не даны, то длину клиновой поверхности ползуна *крейцкопфа* (у машин средней величины с $L \approx 0,04 \text{ м}$) принимают приближенно и определяют по уравнению:

$$\theta^2 \cdot (\theta - \theta_1) = \sqrt[2,6]{\frac{76\,000 \cdot V^4 \cdot i^2}{A^{1,25} \cdot \sqrt{\varepsilon \cdot L \cdot H^{1,2}}}} \quad (100)$$

и по табл. 13 определяют температуру смазочного слоя θ .

Чтобы определить температуру у *продольного подшипника* сначала устанавливают диаметр d и отношение длины к диаметру $l:d$ поперечного подшипника и потом по значению d принимают наибольшее возможное удельное давление продольного подшипника. Внутренний диаметр упорного кольца $D_i = 1,1 \cdot d$; внешний $D_a = 2,1 \cdot d$ — соответственно фиг. 59.

При вращении в одну сторону и при 15 клиновых поверхностях p_m получается равным:

$$p_m = \frac{P'}{1,25 \cdot d^2} \text{ кг/м}^2.$$

Общая ширина клиновых поверхностей ($= 15 \cdot B_1 = 15 \cdot 0,5 \cdot d$) $B = 7,5 d$ и длина клиновых поверхностей $L = 0,168 \cdot d$. Средняя скорость составляет:

$$V = 0,088 \cdot n \cdot d \text{ м/сек.}$$

При таких значениях B и V определяют по уравнению:

$$[0,1 \cdot \theta \cdot (\theta - \theta_1)]^{1,3} = \frac{\sqrt[3]{0,3 \cdot p \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot i + \sqrt[3]{640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot i}}}{53,2 \cdot A' \cdot d^2 \cdot (l:d)} \quad (116)$$

и табл. 16 с A' по табл. 12 температуру смазочного слоя в первом приближении.

Если окажется, что для ползуна *крейцкопфа* по уравнению (100) и табл. 13 или для *продольного подшипника* по уравнению (116) и табл. 16 естественного охлаждения достаточно, то в обоих случаях требуемая ширина клиновой поверхности B определяется по уравнению

$$B = \frac{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{\varepsilon \cdot P' \cdot H^{1,2}} \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}{V \cdot L^{1,2} \cdot i} \text{ м,} \quad (99)$$

причем для *крейцкопфа* вставляют ε и H с таким же (небольшим) значением, как и в уравнение (100).

Число клиновых поверхностей, наклонных в одинаковом направлении, составляет вообще $j = B : B_1$, причем j у вновь проектируемых подшипников, как известно, принимается равным 15. У продольных подшипников разделение окружности производится при условии, что $L = 0,168 \cdot d$. У ползуна крейцкофа обращают внимание только на то, чтобы между клиновыми поверхностями, подобными тем, которые показаны на фиг. 2, оставались еще плоские зоны длиной по меньшей мере равные L , что между прочим у длинных ползунуов всегда легко соблюсти.

Если B_1 у продольного подшипника получается больше предположенной (следовательно, больше $0,5 \cdot d$), то расчет θ и B_1 повторяется при уменьшенном значении ε ($\varepsilon_{\min} = 0,002$) и H ($H'_{\min} = 0,004$ мм). При большом повышении нужно прибегнуть к искусственному охлаждению, приняв θ приблизительно в $40 \div 60^\circ$ и вводя в уравнение (95) $B = 7,5d$, чтобы установить H . При этом θ надо принять настолько малой, чтобы H была достаточной. Если θ по уравнению (116) оказывается слишком высокой, то нужно заранее принять искусственное охлаждение с небольшой θ и с этим значением по уравнению (95) с $B = 7,5d$ еще раз проконтролировать H , как указано выше.

Если B_1 у продольного подшипника оказывается меньше предположенной, следовательно меньше $0,5d$, то повторяют расчет θ со значением B , определенным (уменьшенным) из уравнения (99), и с V по уравнению (116) и табл. 16, которое также уменьшается, и вводят затем это новое (уменьшенное) θ и уже определенное B в уравнение (95) для контроля H . Толщина смазочного слоя будет при этом по отношению к прежде принятому значению всегда немного большей, так что определенная величина для B и $B_1 = B : 15$ может быть сохранена для практических целей.

Вообще при

$$p_m = \frac{P'}{B \cdot L} \text{ кг/см}^2$$

средний коэффициент трения

$$\mu = 3 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}}, \quad (79)$$

имея в виду, что

$$z = \frac{i}{(0,1 \cdot 0)^{2,8}} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2 \quad (67)$$

и работа трения

$$N_r = \frac{P' \cdot \mu \cdot V}{75} = 0,04 \cdot \sqrt{P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z} \text{ л. с.}, \quad (83)$$

где z принимается по уравнению (67).

Потребность в масле составляет при капельной смазке

$$Q_{T_{\text{капельн}}} = \frac{p_m \cdot L \cdot (H + 0,5 \cdot \varepsilon \cdot L)^3 \cdot j'}{1,5 \cdot B_1 \cdot z} \text{ м}^3/\text{сек} \quad (155)$$

(или умноженное на 60 000 в л/мин). При смазке под давлением

$$Q_{T_{\text{давлен}}} = \left(1 + \frac{0,5 \cdot p}{p_m}\right) \cdot \frac{p_m \cdot L \cdot (H + 0,5 \cdot \varepsilon \cdot L)^3 \cdot j'}{1,5 \cdot B_1 \cdot z} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (156)$$

где j' — количество непосредственно смазываемых опорных клиновых поверхностей.

При искусственном охлаждении для ползуна крайковфа применяется формула:

$$Q_2' = \frac{\lambda^2 \cdot L \cdot B}{21,6' \cdot (\theta - \theta_2)} \text{ л/мин} \quad (150)$$

при

$$\lambda_2 = \frac{25,3}{L} \cdot \sqrt{\frac{P' \cdot V^3 \cdot z}{B} - 17 \cdot A \cdot (\theta - \theta_1)^{1,3}} \text{ кал/час} \cdot \text{м}^2. \quad (149)$$

Для комбинированного продольно-поперечного подшипника вообще имеем:

$$Q_{2L}' = \frac{\alpha_2'}{21,6 \cdot (\theta - \theta_2)} \text{ л/мин} \quad (153)$$

при

$$\alpha_2' = \sqrt{0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot z + 640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z - 17 \cdot A' \cdot d \cdot \pi \cdot l \cdot (\theta - \theta_1)^{1,3}} \text{ кал/час} \quad (152)$$

и для комбинированного продольного подшипника паровой турбины специально

$$Q_{DL}' = \frac{\xi}{21,6 \cdot (\theta - \theta_2)} \cdot (\sqrt{0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot z + 640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z}) \text{ л/мин} \quad (154)$$

при

$$\xi = 1,4 \div 1,8 \text{ и } z = 0,0003.$$

26. Примеры практических расчетов

По формулам, приведенным в предыдущей главе, можно теперь сделать несколько практических числовых примеров для поперечных и продольных подшипников и ползунов, чтобы иметь наглядное представление о правильном применении тех указаний, которые даны в отношении расчета.

При расчетах мы различаем, как уже неоднократно указывалось, два случая, противоположные друг другу: случай I, когда определяется необходимая целесообразная вязкость масла по данным размерам, и случай II, когда должны быть определены целесообразные размеры по данному маслу.

Конечный результат в обоих случаях одинаков.

Поперечный подшипник

Случай I. Размеры даны; определяется вязкость масла.

Пример 21.

Даны: P ; n ; d ; θ_1 и определяется: z ; θ ; E^3 . Какой вязкости масло выбрать для подшипника ильгнеровского унформера, работающего по большей части с нагрузкой, если при заданном по конструкции диаметре $D'' = 300$ мм и $n = 600$ подшипник имеет нагрузку $P = 25000$ кг и может ли подшипник работать без искусственного охлаждения, если температура машинного вала $\theta_1 = 20^\circ$?

Среднее удельное давление при предположенном отношении $l:d=1,5$ составляет:

$$p = \frac{25\,000}{30 \cdot 1,5 \cdot 30} = \frac{25\,000}{1350} = 18,5 \text{ кг/см}^2.$$

Так как удельное давление невелико, то можно сохранить принятое отношение длины подшипника к его диаметру $l:d=1,5$.

Наименьшее трение при большой безопасности работы получают при пригонке на свободный ход и $\lambda=0,5$. Вязкость масла, требующаяся для осуществления этого положения вала, определяется по уравнению (104):

$$z_{L,5} = \frac{P}{3\,380\,000 \cdot d^{3,4} \cdot (l:d) \cdot n} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2 = \frac{25\,000}{3\,380\,000 \cdot 0,3^{3,4} \cdot 1,5 \cdot 600} =$$

$$= \frac{25\,000 \cdot 3,33^{3,4}}{3\,380\,000 \cdot 1,5 \cdot 600};$$

$$z_{L,5} = \frac{2,5 \cdot 60}{338 \cdot 1,5 \cdot 600} = 0,00049 \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2,$$

в предположении наличия естественного охлаждения при $\alpha=2$, и при температуре смазочного слоя по уравнению (66), равной

$$\theta = \theta_1 + \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{9600 \cdot \alpha^3 \cdot (l:d)}} \text{ градусов} = 20 + \sqrt[2,6]{\frac{25\,000 \cdot 600^3 \cdot 0,00049}{9600 \cdot 2^3 \cdot 1,5}} =$$

$$= 20 + \sqrt[2,6]{\frac{443\,000}{9,6}}$$

$$\theta = 20 + \sqrt[2,6]{46\,200} = 20 + 62 = 82^\circ.$$

Эту температуру можно допустить, принимая во внимание равномерность нагрузки, вязкость же масла определяют так.

Сначала надо переписать вязкость с 82 на 50° , что производится путем отношения $(82:50)^{2,6}$; затем увеличенная вязкость, соответствующая $\theta=50^\circ$, по уравнению (10) переписывается в градусы по Энглеру.

Одинаковый результат достигается, однако, несколько проще, по уравнению (67)

$$z = \frac{l}{(0,1 \cdot \theta)^{2,6}},$$

решенному по l ; по определенному значению l устанавливаются соответствующие градусы по Энглеру по кривым фиг. 54. В данном случае имеем:

$$l = z (0,1 \cdot \theta)^{2,6} = 0,00049 \cdot 8,2^{2,6} = 0,00049 \cdot 236 = 0,116,$$

что соответствует округленно 3°Э по фиг. 54.

Подшипник может быть поэтому выполнен как подшипник с кольцевой смазкой для легкого масла (специально для электромоторов).

В сомнительных случаях снабжение подшипника с кольцевой смазкой холодильником будет все-таки дешевле и проще, чем применение промывочного масла с обратным его охлаждением.

Работа трения составляет по уравнению (49):

$$N_r = \frac{d^3}{1160} \cdot \sqrt{P \cdot n^3 \cdot z \cdot (l:d)} \text{ л. с.} = \frac{0,3^3}{1160} \cdot \sqrt{25\,000 \cdot 600^3 \cdot 0,00049 \cdot 1,5} =$$

$$= \frac{1 \cdot 600}{3,33^3 \cdot 1160} \cdot \sqrt{25 \cdot 60 \cdot 4,9 \cdot 1,5};$$

$$N_r = \frac{600 \cdot \sqrt{11\,000}}{11,1 \cdot 1160} = \frac{600 \cdot 105}{11,1 \cdot 1160} = 4,9 \text{ л. с.}$$

Пример 22

Даны: P ; n ; d ; $(l:d)$; θ_1 ; $(D-d) \cdot h$. Найти: z ; θ ; E° ; N_r . Какой вязкости потребовалось бы масло у установки по примеру 21 ($P = 25\,000$ кг; $n = 600$; $d'' = 300$ мм; $l:d = 1,5$; $\theta_1 = 20^\circ$ и $a = 2$), если при естественном охлаждении при данном заворе $D'' - d'' = 0,2$ мм должна быть достигнута одинаковая безопасность работы (следовательно и одинаковая h), и как велика при этом работа трения?

Среднее значение пригонки на свободный ход (пример 21) получается по уравнению [56]:

$$(D'' - d'')_L = \frac{3,8}{45} \sqrt[3]{d''} = \frac{3,3}{45} \sqrt[3]{300} = \frac{5,62}{45} = 0,125 \text{ мм.}$$

При $\chi = 0,5$ наименьшая толщина смазочного слоя будет таким образом $h'' = 0,25 \cdot (D'' - d'') = 0,25 \cdot 0,125 = 0,031$ мм. При этом значении h'' требующаяся вязкость при $D'' - d'' = 0,2$ мм определяется по уравнению (51):

$$z = \frac{36,5 \cdot P \cdot (D-d) \cdot h}{d^4 \cdot (l:d) \cdot n} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2 = \frac{36,5 \cdot 25\,000 \cdot 0,0002 \cdot 0,000031}{0,3^4 \cdot 1,5 \cdot 600} =$$

$$= \frac{36,5 \cdot 25\,000 \cdot 3,33^4 \cdot 20 \cdot 3,1}{1,5 \cdot 600 \cdot 100\,000 \cdot 100\,000} = \frac{36,5 \cdot 25\,000 \cdot 123 \cdot 20 \cdot 3,1}{1,5 \cdot 600 \cdot 100\,000 \cdot 100\,000} = \frac{3,65 \cdot 2,5 \cdot 1,23 \cdot 2 \cdot 3,1}{1,5 \cdot 6 \cdot 10\,000};$$

$$z = \frac{69,5}{90\,000} = 0,00077 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2.$$

Эта вязкость требовалась бы при той автоматической устанавливающейся температуре смазочного слоя при естественном охлаждении, которая определяется по уравнению (66):

$$\theta = \theta_1 + \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{9600 \cdot a^2 \cdot (l:d)}} \text{ градусов} = 20 + \sqrt[2,6]{\frac{25\,000 \cdot 600^3 \cdot 0,00077}{9600 \cdot 4 \cdot 1,5}} = 20 +$$

$$+ \sqrt[2,6]{\frac{700\,000}{9,6}};$$

$$\theta = 20 + \sqrt[2,6]{73\,000} = 20 + 74 = 94^\circ.$$

Величина i определяется повторму равною:

$$i = z \cdot (0,1 - \theta)^{2,6} = 0,00077 \cdot 9,4^{2,6} = 0,00077 \cdot 340 = 0,26.$$

Этому значению по кривым фиг. 54 соответствует масло с вязкостью круглым числом около 6 по Энглеру при 50° .

Работа трения, которую в этом случае целесообразно определить по уравнению (50), составляет

$$N_r = \frac{P \cdot n \cdot \sqrt{(D-d) \cdot h}}{191} = \frac{25\,000 \cdot 600 \cdot \sqrt{0,0002 \cdot 0,000031}}{191} = \frac{25\,000 \cdot 600 \cdot \sqrt{20 \cdot 3,1}}{191 \cdot \sqrt{100\,000 \cdot 100\,000}} =$$

$$= \frac{25\,000 \cdot 600 \cdot 7,86}{191 \cdot 100\,000};$$

$$N_r = \frac{2,5 \cdot 6 \cdot 7,86}{19,1} = 6,2 \text{ л. с.}$$

Как видно, зазор $D'' - d'' = 0,2$ мм против 0,125 мм при одинаковой толщине смазочного слоя будет обуславливать потребление энергии на преодоление трения на 26,5% выше, не говоря уже о том, что поднятая до 94° температура смазочного слоя по обычным понятиям безопасности с производственно-технической точки зрения является уже недопустимой и при помощи искусственного охлаждения должна быть понижена приблизительно до 60° , без уменьшения в то же время вязкости масла ниже 6 по Энглеру при 50° .

Если установка выполняется в таком виде, как указано выше, но подшипник получает кольцевую смазку с добавочным (практически без избыточного давления) промывочным маслом, которое поступает на „выбегющую сторону“ подшипника, то в случае, если произойдет неполадка с циркуляцией масла, работа при повышенной температуре подшипника с нормальной кольцевой смазкой все еще будет продолжаться. Во всяком случае при нормальной работе промывочного масла принимают

во внимание излишне повышенную толщину смазочного слоя и работу трения в отношении

$$\frac{0,00077}{0,26 : 6^{2,8}} = \frac{0,00077}{0,00248} = 1 : 3,2,$$

что соответствует потреблению энергии на трение $N_f = 20$ л. с.

Пример 23

Даны: P ; n ; d ; $(l:d)$; θ_1 . Найти: z ; $(D_w - d_w)$; θ ; E° . Главный подшипник тяжелого элеватора нагружен 50 000 кг. Диаметр цапфы $d'' = 250$; отношение длины к диаметру $l:d = 1,0$. Число оборотов по причине очень медленного движения элеватора составляет $n = 0,2$ об/мин. Какими средствами достигнуть наиболее благоприятных условий работы?

Удельное давление составляет:

$$p = \frac{50\,000}{25 \cdot 25} = 80 \text{ кг/см}^2.$$

При таком высоком удельном давлении и ненормально малом числе оборотов можно заранее рассчитывать на возможность успеха только при совершенном состоянии скользящих поверхностей и очень незначительном заворе. Поэтому необходимо, чтобы цапфа была снабжена закаленной, насаженной в горячем состоянии стальной втулкой с точно пришлифованной наружной поверхностью, отделана и отполирована. Втулка подшипника или сбочные вместе вкладыши должны быть затем просверлены с наименьшим допуском при помощи алмазного инструмента и также отделаны, если выбрана бронза. Потом втулка подшипника шлифуется при сильном продольном движении с окисью железа по цапфе или притонится с полировкой, что требует некоторого искусства. У белого металла можно удовлетвориться самым тщательным высверливанием помощью алмазного инструмента, благодаря чему исключается надобность в таком „полировании“ подшипника на цапфе.

После применения описанного метода тщательной обработки, стоимость которого при оперировании с большими объектами естественно незначительна, достигается поверхность скольжения с высотой неровностей приблизительно $\delta'' = \delta_1'' = 0,0005$ мм, так что можно рассчитывать на $h'' = 0,01$ мм. Для осторожности нужно, однако, стремиться к $h'' = 0,002$ мм.

Измеримый зазор (между пришлифованными друг к другу поверхностями) составляет приблизительно:

$$D''_w - d''_w = 0,01 \text{ мм},$$

идеальный же

$$D'' - d'' = D''_w - d''_w + 4 \cdot \delta = 0,01 + 4 \cdot 0,0005 = 0,01 + 0,002 = 0,012 \text{ мм}.$$

Вязкость смазочного материала, требующаяся при изложенных выше предположениях, составляет по уравнению (51):

$$z = \frac{36,5 \cdot P \cdot (D - d) \cdot h}{d^4 \cdot (l:d) \cdot n} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2 = \frac{36,5 \cdot 50\,000 \cdot 0,000012 \cdot 0,000002}{0,25^4 \cdot 1 \cdot 0,2} = \\ = 36,5 \cdot 50\,000 \cdot 0,000012 \cdot 0,000002 \cdot 4^4 \cdot 5 = 3,65 \cdot 5 \cdot 1,2 \cdot 0,000002 \cdot 255 \cdot 5 = \\ = 280 \cdot 0,0002 = 0,056 \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2.$$

Повышение рабочей температуры измерить практически невозможно; оно определяется вычислением, только интереса ради, по уравнению (66). При наивысшей летней температуре $\theta_1 = 25^\circ$ и $a = 1$ получаем:

$$\theta = \theta_1 + \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{9600 \cdot a^2 \cdot (l:d)}} = 25 + \sqrt[2,6]{\frac{50\,000 \cdot 0,2^3 \cdot 0,056}{9600 \cdot 1 \cdot 1}} = \\ = 25 + \sqrt[2,6]{\frac{50\,000 \cdot 0,056}{9600 \cdot 5^3}} = 25 + \sqrt[2,6]{\frac{50\,000 \cdot 0,056}{9600 \cdot 125}} = \\ = 25 + \sqrt[2,6]{\frac{5 \cdot 5,6}{96 \cdot 125}} = 25 + \sqrt[2,6]{\frac{28}{12\,000}} = 25 + \sqrt[2,6]{\frac{1}{430}}; \\ \theta = 25 + \frac{1}{\sqrt[2,6]{430}} = 25 + \frac{1}{10,4} \approx 25 + 0,1 = 25,1.$$

Поэтому для смазки подшипника, как видно из табл. 11, будет подходящим легкое цилиндрическое масло (возможно и составное), приблизительно с вязкостью около 14 при 50° по Энглеру. Еще целесообразнее применить высококачественную стойкую масть на петровом основании (например, масть Макуея марки HF), которая для надежности должна подводиться в подшипник при помощи автоматической масленки. Подвод при помощи надежной действующей масленки можно рекомендовать и при употреблении цилиндрического масла.

Если в целях предосторожности применить металл, особенно способный к скольжению (например, решетчатый металл L'' , содержащий графит), то можно рассчитывать на надежную работу при всех неблагоприятных атмосферных условиях.

Коэффициент трения составляет по уравнению (45) при $\omega = 0,105 \cdot n = 0,105 \cdot 0,2 = 0,021$ и $p_m = 800\,000 \text{ кг/м}^2$

$$\begin{aligned}\mu &= 3,8 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{p_m}} = 3,8 \cdot \sqrt{\frac{0,056 \cdot 0,021}{800\,000}} = 3,8 \cdot \sqrt{\frac{5,6 \cdot 2,1}{8\,000\,000\,000}} = \\ &= 3,8 \cdot \sqrt{\frac{11,8}{8\,000\,000\,000}} = 3,8 \cdot \sqrt{\frac{1}{680\,000\,000}} = \frac{3,8}{1000 \cdot 26}.\end{aligned}$$

г. е.

$$\mu = \frac{3,8}{26\,000} = 0,000146 \approx 0,00015$$

и работа трения по уравнению (48):

$$\begin{aligned}N_f &= \frac{\mu \cdot P \cdot d \cdot n}{1430} = \frac{0,00015 \cdot 50\,000 \cdot 0,25 \cdot 0,2}{1430} = \frac{1,5 \cdot 5 \cdot 0,25 \cdot 0,2}{1430} = \\ &= \frac{0,375}{1430} = 0,00026 \text{ л. с.}\end{aligned}$$

Для обоих подшипников в работе, таким образом, $N_f = 0,00052 \text{ л. с.}$

Коэффициент трения покоя (при пуске в ход) по Штрибеку равен приблизительно 0,22 для нормального белого металла. Для решетчатого металла L можно считать приблизительно половину, следовательно, круглым числом 0,11. Тогда момент вращения при пуске по сравнению с моментом сил трения в работе будет больше в отношении 0,11:0,00015 или в 730 раз.

Пример 24

Даны: P ; n ; d ; $(l:d)$; θ_1 ; $(D-d)$. Найти: z ; θ ; E° . Для приводного механизма небольшой турбины нужно рассчитать подшипник зубчатого колеса. Нагрузка подшипника, действующая вертикально, составляет $P = 18 \text{ кг}$, число оборотов $n = 10\,000$. Какой вязкости масло должно быть принято во внимание в предположении, что подшипник представляет собой подшипник с кольцевой смазкой с естественным охлаждением; $d'' = 20 \text{ мм}$; $l:d = 1,5$; $\alpha = 3$ и $\theta_1 = 20^\circ$, причем допуск у подшипника определен как пригонка на свободный ход.

Требуемая вязкость при пригонке на свободный ход (среднее значение) и $\lambda = 0,5$, по уравнению (104) составляет:

$$\begin{aligned}z_{L,0,5} &= \frac{P}{3\,380\,000 \cdot d^{3,4} \cdot (l:d) \cdot n} = \frac{18}{3\,380\,000 \cdot 0,02^{3,4} \cdot 1,5 \cdot 10\,000} = \\ &= \frac{18 \cdot 50^{3,4}}{3\,380\,000 \cdot 1,5 \cdot 10\,000} = \frac{18 \cdot 2500 \cdot 240}{3\,380\,000 \cdot 1,5 \cdot 10\,000},\end{aligned}$$

г. е.

$$z_{L,0,5} = \frac{1,8 \cdot 2,5 \cdot 2,4}{3,38 \cdot 1,5 \cdot 10\,000} = \frac{10,8}{50\,800} = 0,000214 \text{ кг} \cdot \text{сек} / \text{м}^2.$$

При температуре смазочного слоя по уравнению (66), равной

$$\begin{aligned}\theta &= \theta_1 + \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3 \cdot z}{9600 \cdot \alpha^2 \cdot (l:d)}} = 20 + \sqrt[2,6]{\frac{18\,000 \cdot 10\,000^3 \cdot 0,000214}{9600 \cdot 9 \cdot 1,5}} = \\ &= 20 + \sqrt[2,6]{\frac{18 \cdot 1000 \cdot 2,14}{1,3}} = 20 + \sqrt[2,6]{29\,600},\end{aligned}$$

т. е.

$$\theta = 20 + 53 = 73^\circ.$$

Характеристика масла i равна по этим данным:

$$i = z \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6} = 0,000214 \cdot 7,3^{2,6} = 0,000214 \cdot 174,$$

т. е.

$$i = 0,0372 \approx 0,037.$$

Этому значению соответствует по кривым фиг. 54 веретенное масло с вязкостью 1,5 по Энглеру при 50° .

Работа трения равна по уравнению (49):

$$\begin{aligned} N_r &= \frac{d^3}{1160} \cdot \sqrt{P \cdot n^3 \cdot z \cdot (l:d)} \text{ л. с.} = \frac{0,02^3}{1160} \cdot \sqrt{18 \cdot 1000^3 \cdot 0,000214 \cdot 1,5} = \\ &= \frac{10000}{1160 \cdot 50^3} \sqrt{18 \cdot 10000 \cdot 0,000214 \cdot 1,5} = \frac{10000}{1160 \cdot 2500} \cdot \sqrt{18 \cdot 2,14 \cdot 1,5} = \\ &= \frac{10000}{1160 \cdot 2500} \cdot \sqrt{58}, \end{aligned}$$

т. е.

$$N_r = \frac{10000 \cdot 7,6}{1160 \cdot 2500} = \frac{7,6}{116 \cdot 2,5} = \frac{7,6}{290} = 0,026 \text{ л. с.}$$

Поперечный подшипник

Случай II. Смазочный материал дан; размеры надо определить.

Пример 25

Даны: P ; n ; i ; θ_1 . Найти θ ; d . Машинный подшипник, представляющий собой нормальный, симметричный подшипник с кольцевой смазкой, с самоуплотняющей, должен быть рассчитан для нагрузки $P = 6000$ кг и для числа оборотов $n = 400$ в расчете на применение машинного масла с вязкостью 6 по Энглеру при 50° и $\theta_1 = 15^\circ$, таким образом, чтобы происходила наименьшая потеря на трение. непосредственно у подшипника на валу находится зубчатое колесо. Как определяются размеры подшипника, если из соображений прочности диаметр вала должен быть равен 95 мм?

Для большей надежности работы при наименьшем потреблении энергии на трение следует применять прижимку на свободный ход $\chi = 0,5$. Чтобы размеры соответствовали этому условию, нужно сначала установить i , а и $l:d$.

При $\chi = 0,5$ и симметричной конструкции $l:d$ может быть принято равным 1,5, так как высокое удельное давление отсутствует. Характеристика масла для $E^\circ = 6$ составляет по табл. 11 круглым числом $i = 0,26$, в то время как коэффициент лущеноспускания a , по условиям задания, согласно табл. 10, равен 3.

Температура смазочного слоя по уравнению (68) для цапф всех диаметров равна:

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{\theta_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3 \cdot i}{24 \cdot a^2 \cdot (l:d)}}} \text{ градусов} = \\ &= \frac{15}{2} + \sqrt{\left(\frac{15}{2}\right)^2 + \sqrt[2,6]{\frac{6000 \cdot 400^3 \cdot 0,26}{24 \cdot 3^2 \cdot 1,5}}} = \\ &= 7,5 + \sqrt{56 + \sqrt[2,6]{\frac{6000 \cdot 400 \cdot 400 \cdot 400 \cdot 0,26}{24 \cdot 9 \cdot 1,5}}} = \\ &= 7,5 + \sqrt{56 + \sqrt[2,6]{6000 \cdot 51500}} = 7,5 + \sqrt{56 + 28,4 \cdot 65}, \end{aligned}$$

т. е.

$$\theta = 7,5 + \sqrt{56 + 1850} = 7,5 + \sqrt{1906} = 7,5 + 43,7 = 51,2^\circ.$$

Так как естественного охлаждения достаточно, то с производственно-технической точки зрения наиболее подходящий диаметр цапфы для обыкновенной свободной пригонки и $\lambda = 0,5$ получается по уравнению (109) равным:

$$d_{L0,5} = \sqrt[3,4]{\frac{P \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}{338000 \cdot n \cdot i \cdot (l:d)}} \text{ м} = \sqrt[3,4]{\frac{6000 \cdot 5,12^{2,6}}{338000 \cdot 400 \cdot 0,26 \cdot 1,5}} =$$

$$= \sqrt[3,4]{\frac{6000 \cdot 70}{338000 \cdot 400 \cdot 0,26 \cdot 1,5}} = \sqrt[3,4]{\frac{6 \cdot 7}{338 \cdot 40 \cdot 2,6 \cdot 1,5}} = \sqrt[3,4]{\frac{42}{52700}},$$

т. е.

$$d_{L0,5} = \sqrt[3,4]{\frac{1}{1260}} = \frac{1}{8,15} = 0,123 \text{ м.}$$

Диаметр цапфы можно взять в 120 или 125 мм. Удельное давление p получается при $d'' = 120$ и $l:d = 1,5$ равным

$$6000 : 12 \cdot 18 = 6000 : 216 = 28 \text{ кг/см}^2;$$

толщина смазочного слоя по уравнению [56]:

$$h'' = \frac{\sqrt[3,3]{120}}{4 \cdot 45} = \frac{4,26}{180} = 0,0237 \text{ мм.}$$

Пример 26.

Дано: P ; n ; i ; θ ; λ . Найти: d . Как велик должен быть в предшествующей задаче диаметр цапфы, если при пригонке на свободный ход наименьшая толщина смазочного слоя должна составлять только $h'' = 0,01$ мм?

По уравнению (111)

$$h_L = \frac{152 \cdot d^{3,7} \cdot (l:d) \cdot n \cdot i}{P \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}} \text{ м.}$$

Если решить это уравнение по d , то получится:

$$P \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6} \cdot h = 152 \cdot d^{3,7} \cdot (l:d) \cdot n \cdot i;$$

$$d_L = \sqrt[3,7]{\frac{P \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6} \cdot h}{152 \cdot (l:d) \cdot n \cdot i}} \text{ м}$$

или, вставив уже известные величины

$$d_L = \sqrt[3,7]{\frac{(0,1 \cdot \theta)^{2,6} \cdot 6000 \cdot 0,00001}{152 \cdot 1,5 \cdot 400 \cdot 0,26}} = \sqrt[3,7]{\frac{(0,1 \cdot \theta)^{2,6} \cdot 6}{152 \cdot 15 \cdot 400 \cdot 2,6}},$$

$$d_L = \sqrt[3,7]{\frac{(0,1 \cdot \theta)^{2,6}}{395000}}.$$

Так как температура смазочного слоя при данном смазочном материале по уравнению (68) не зависит от диаметра цапфы, а также, благодаря уменьшению толщины смазочного слоя в границах жидкостного трения не оказывает влияния, то можно ввести $(0,1 \cdot \theta)^{2,6} = 5,12^{2,6} = 70$, после чего получим:

$$d_L = \sqrt[3,7]{\frac{70}{395000}} = \sqrt[3,7]{\frac{1}{5640}} = \frac{1}{10,4} = 0,096 \text{ м.}$$

Диаметр цапфы можно, следовательно, взять в 100 или 95 мм, если должна быть достигнута наивысшая предельная нагрузка при несколько пониженной эксплуатационной надежности работы. Значение θ , конечно, с самого начала может быть введено в уравнение (111), разрешаемое по d_L ; произведенное в несколько приемов вычисление было сделано лишь для того, чтобы придать примеру большую ясность.

Пример 27

Даны: P ; n ; d ; l ; d ; θ_1 ; $i(D-d)$. Найти θ ; h . Осевого подшипника вагона скоростного поезда, снабженный автоматической циркуляционной смазкой, при $P=8000$ кг давления колеса, должен быть проверен в отношении температуры трения и безопасности работы при 10; 60 и 120 км/час скорости поезда, соответствующих $n=59$, 350 и 700, при 20° температуры воздуха. Диаметр подшипника составляет 120 мм при $l:d=1,0$; в качестве смазочного материала взято машинное масло с вязкостью 6 по Энглеру при 50°. Как велики при названной скорости θ и h , если зазор при тщательно отделанной закаленной рабочей поверхности цапфы составляет 0,15 мм?

По табл. 10 „коэффициент лучеиспускания“ при спокойном воздухе $\alpha=1$, а при данной скорости езды в 10; 60 и 120 км/час $\alpha=4,7$; 10,7 или 14,9. При этом значении и заданной характеристике масла $i=0,26$ можно определить температуру смазочного слоя по уравнению (68). Рассмотрим сначала наименьшую скорость:

$$\theta_{10} = \frac{\theta_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3 \cdot i}{24 \cdot \alpha^3 \cdot (l:d)}}} =$$

$$= 10 + \sqrt{100 + \sqrt[2,6]{\frac{8000 \cdot 59^3 \cdot 0,26}{24 \cdot 4,7^3}}} = 10 + \sqrt{100 + \sqrt[2,6]{8000 \cdot 100}};$$

$$\theta_{10} = 10 + \sqrt{100 + 31,5 \cdot 5,9} = 10 + \sqrt{100 + 186} = 10 + 17 = 27^\circ.$$

Таким же образом получаем $\theta_{60} = 39,5^\circ$ и $\theta_{120} = 48^\circ$. Как мы видим, θ с увеличением скорости движения увеличивается очень медленно.

Затем нужно определить наименьшую толщину смазочного слоя, для чего нам служит уравнение (69). При $(D'-d'') \approx 0,15$ мм в качестве идеального зазора получается для 10 км/час:

$$h_{10} = \frac{d^4 \cdot (l:d) \cdot n \cdot i}{36,5 \cdot P \cdot (D-d) \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}} = \frac{0,12^4 \cdot 59 \cdot 0,26}{36,5 \cdot 8000 \cdot 0,00015 \cdot 2,7^{2,6}} =$$

$$= \frac{0,0144 \cdot 0,0144 \cdot 59 \cdot 0,26}{36,5 \cdot 8000 \cdot 0,00015 \cdot 13,2} = \frac{31,7}{5780000} = 0,000055 \text{ м или } h_{10}'' = 0,0055 \text{ мм.}$$

Для больших скоростей мы получаем по этому самому уравнению:

$$h_{60}'' \approx 0,012 \text{ и } h_{120}'' \approx 0,014 \text{ мм.}$$

Так как при закаленной и отделанной рабочей поверхности цапфы неровности получаются величиной приблизительно в 0,001 мм, то можно, таким образом, рассчитывать на жидкостное трение и при наименьшей принятой скорости в 10 км/час, что соответствует $n=59$. При более высокой скорости будет достигаться достаточная толщина смазочного слоя.

Пример 28.

Даны: P ; n ; i ; θ_1 . Найти: d ; θ искусственного охлаждения. Рассчитать подшипник генератора постоянного тока с нагрузкой в 1500 кг и $n=2000$ при возможно меньшей потере на трение при употреблении масла, имеющего вязкость 4 по Энглеру при 50°. Вал, испытывающий напряжение только благодаря силе вращения, требует на приводном конце наименьшей толщины в 100 мм. Как велико должно быть выбрано d'' при $i=0,5$; $\theta_1=20^\circ$ и $\alpha=3$?

Температура смазочного слоя, ожидаемая при естественном охлаждении, получается при $i=0,17$ в предположении, что $l:d=1,0$ из уравнения (68) равной:

$$\theta = \frac{\theta_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3 \cdot i}{24 \cdot \alpha^3 \cdot (l:d)}}} \text{ градусов} =$$

$$= 10 + \sqrt{100 + \sqrt[2,6]{\frac{1500 \cdot 2000 \cdot 2000 \cdot 0,17}{24 \cdot 9 \cdot 1}}} =$$

$$= 10 + \sqrt{100 + \sqrt[2,6]{2000 \cdot 2000 \cdot 2360}} = 10 + \sqrt{100 + 18,6 \cdot 18,6 \cdot 19,8};$$

$$\theta = 10 + \sqrt{100 + 6850} = 10 + \sqrt{6950} = 10 + 83,2 = 93,2^\circ.$$

Естественное охлаждение является недостаточным и поэтому должна быть применена смазка промывочным маслом при $\theta = 60^\circ$, при которой охлаждение должно быть таково, чтобы была соблюдена принятая температура смазочного слоя $\theta = 60^\circ$. Вязкость в смазочном слое составляет при этом по уравнению (67) приблизительно:

$$z = \frac{i}{(0,1 \cdot 6)^{2,6}} = \frac{0,17}{6^{2,6}} = \frac{0,17}{106} = 0,0016 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2.$$

С этим значением z в предположении наличия пригонки на свободный ход и $\chi = 0,5$ (так как должны стремиться к минимуму трения) по уравнению (110) диаметр цапфы получается равным:

$$d_{L0,5} = \sqrt[3,4]{\frac{P}{3380000 \cdot n \cdot z \cdot (l:d)}} \text{ м} = \sqrt[3,4]{\frac{1500}{3380000 \cdot 2000 \cdot 0,0016 \cdot 1}} = \\ = \sqrt[3,4]{\frac{1,5}{3380 \cdot 2 \cdot 1,6}} = \sqrt[3,4]{\frac{1}{7200}}.$$

т. е.

$$d_{L0,5} = \frac{1}{13,6} = 0,074 \text{ м}.$$

Минимум трения будет, следовательно, достигнут при обыкновенной пригонке и $d'' = 74 \text{ мм}$. Принимая во внимание требующуюся прочность в отношении скручивания, нужно диаметр цапфы увеличить до 100 мм, причем, однако, минимум трения будет уже значительно превышен.

Если иметь в виду спокойный ход и выбирать χ не менее 0,5, то зазор по уравнению [53] должен составлять по меньшей мере

$$(D'' - d'')_{0,5} = \frac{d''}{309} \sqrt{\frac{z \cdot n}{p}} \text{ мм}.$$

При $p = 1500:100 = 15 \text{ кг}/\text{см}^2$ получим

$$(D'' - d'')_{0,5} = \frac{100}{309} \cdot \sqrt{\frac{2000 \cdot 0,0016}{15}} = \frac{1}{3,09} \sqrt{2 \cdot \frac{1,6}{15}}.$$

т. е.

$$(D'' - d'')_{0,5} = \frac{1}{3,09} \cdot \sqrt{\frac{1}{4,7}} = \frac{1}{3,09 \cdot 2,17} = \frac{1}{6,7} = 0,15 \text{ мм}.$$

Соответственно формуле (49) работа трения при данных P , n , z и $(l:d)$ возрастает пропорционально d^2 . Увеличенный диаметр цапфы будет давать поэтому в $(100:74)^2 = 1,35^2 = 1,83$ раза более высокую потерю на трение по сравнению с первоначально вычисленным меньшим диаметром.

Пример 29

Даны: p ; n ; d ; l ; $(D - d)$; l ; θ_1 . Найти: θ ; h . Подшипник цапфы коленчатого вала компрессора имеет размеры $d'' = 140$ и $l'' = 120 \text{ мм}$. Ход машины составляет 400 мм, среднее удельное давление подшипника цапфы коленчатого вала $p = 56 \text{ кг}/\text{см}^2$ и число оборотов вала $n = 200$, соответствующая средней скорости поршня в 2,68 м/сек. В качестве зазора взята пригонка на свободный ход и в качестве смазочного материала машинное масло с вязкостью 6 по Энгелсу при 50° . Подшипник должен быть проверен на надежность в работе при естественном охлаждении, в предположении, что температура воздуха θ_1 около кривошипа составляет 30°Ц .

Отношение длины подшипника к диаметру получается $l:d = 120:140 = 0,86$; характеристика масла $i = 0,26$ и „коэффициент лучеиспускания“ для спокойного воздуха $\alpha = 1$. Окружная скорость цапфы коленчатого вала в $\frac{\pi}{2}$ раза больше средней скорости поршня; она составляет поэтому $2,68 \cdot \pi : 2 = 4,2 \text{ м}/\text{сек}$. По табл. 10 α должно быть увеличено приблизительно в 5,7 раза, т. е. α нужно брать равным 5,7.

При этом значении α и $P = 56 \cdot 14 \cdot 12 = 9400$ кг температура смазочного слоя будет равна:

$$\begin{aligned}\theta &= \left(\frac{\theta_1}{2}\right) + \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \sqrt[2,6]{\frac{P \cdot n^3 \cdot i}{24 \cdot \alpha^2 \cdot (l:d)}}} \text{ градусов} = \\&= 15 + \sqrt{225 + \sqrt[2,6]{\frac{9400 \cdot 200 \cdot 200 \cdot 200 \cdot 0,26}{24 \cdot 5,7^2 \cdot 0,86}}} = \\&= 15 + \sqrt{225 + \sqrt[2,6]{\frac{9400 \cdot 200 \cdot 200 \cdot 200 \cdot 0,26}{24 \cdot 32,5 \cdot 0,86}}} = \\&= 15 + \sqrt{225 + \sqrt[2,6]{9400 \cdot 3100}} = 15 + \sqrt{225 + 34 \cdot 22},\end{aligned}$$

т. е.

$$\theta = 15 + \sqrt{225 + 750} = 15 + \sqrt{975} = 15 + 31,2 \approx 46^\circ.$$

После того как ожидаемая температура смазочного слоя установлена, можно исключительным по уравнению (111) подсчитать толщину смазочного слоя. Для обыкновенной пригонки (среднее значение):

$$\begin{aligned}h_L &= \frac{152 \cdot d^{3,7} \cdot (l:d) \cdot n \cdot i}{P \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}} \text{ м} = \frac{152 \cdot 0,14^{3,7} \cdot 0,86 \cdot 200 \cdot 0,26}{9400 \cdot 4,6^{2,6}} = \\&= \frac{152 \cdot 200 \cdot 1 \cdot 0,86 \cdot 0,26}{9400 \cdot 53 \cdot 7,14^{3,7}} = \frac{152 \cdot 200 \cdot 0,86 \cdot 0,26}{9400 \cdot 53 \cdot 1440} = \frac{1,52 \cdot 2 \cdot 8,6 \cdot 2,6}{9400 \cdot 53 \cdot 14} = \\&= \frac{68}{7000000} = \frac{1}{103000},\end{aligned}$$

т. е. $h_L = 0,00000097$ м, что соответствует значению $h'' = 0,0097$ мм.

Эта толщина смазочного слоя при обычной, тщательной обработке цапфы позволяет еще ожидать жидкостного трения, так как изгиб очень короткой цапфы коленчатого вала чрезвычайно незначителен.

Пример 30

Даны: P ; n ; i ; θ_1 . Найти: d ; l ; $(D-d)$. Внешний подшипник первой машины должен быть выполнен самоустанавливающимся с кольцевой смазкой и иметь такие размеры, чтобы было достигнуто наиболее благоприятное использование материала. Как велики должны быть d'' и l'' при масле с вязкостью от 3 до 4 по Энглеру при 50°Ц , если нагрузка $P = 10000$ кг является достаточно равномерной и число оборотов $n = 180$?

В качестве смазочного материала имеется в виду легкое машинное масло с вязкостью около 3,5 по Энглеру при 50° и в качестве зазора пригонка на свободный ход; длина подшипника составляет $l:d = 1,5$.

При этих предположениях, для определения наиболее подходящего диаметра цапфы может служить эмпирическая формула [113]. По ней диаметр цапфы получается из простого выражения:

$$d' = 0,53 \cdot \sqrt[2,66]{P} \text{ см} = 0,53 \cdot \sqrt[2,66]{10000} = 0,53 \cdot 32,$$

т. е. $d' = 17$ см.

Следовательно, d'' будет равно 170 мм и $l'' = 1,5 \cdot 170 = 225$ мм. Проверка на наибольшее допустимое число оборотов производится по формуле [114]:

$$n_{\max} = \frac{7500}{d'} = \frac{7500}{17} = 440 \text{ об/мин},$$

Требуемое же $n = 180$. Наименьшая толщина смазочного слоя будет составлять 0,01 мм, так как в основу положено значение $\alpha = 1$, в то время как при внешнем подшипнике α может быть взято равным 3.

В целях исследования проверим последнее. Температура смазочного слоя по уравнению (68) при $\theta_1 = 20^\circ$ и $i = 0,15$ составляет:

$$\begin{aligned}\theta &= \frac{\theta_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \sqrt[2,6]{\frac{\rho \cdot n^3 \cdot i}{24 \cdot a^2 \cdot (l:d)}}} \text{ градусов} = \\ &= 10 + \sqrt{100 + \sqrt[2,6]{\frac{10000 \cdot 180 \cdot 180 \cdot 180 \cdot 0,15}{24 \cdot 9 \cdot 1,5}}} = \\ &= 10 + \sqrt{100 + \sqrt[2,6]{10000 \cdot 2750}} = 10 + \sqrt{100 + 34,9 \cdot 21,1},\end{aligned}$$

т. е.

$$\theta = 10 + \sqrt{100 + 738} = 10 + \sqrt{838} = 10 + 29 = 39^\circ$$

и наименьшая толщина смазочного слоя по уравнению (111)

$$\begin{aligned}h_L &= \frac{152 \cdot d^{3,7} \cdot (l:d) \cdot n \cdot i}{\rho \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}} \text{ м} = \frac{152 \cdot 0,17^{3,7} \cdot 1,5 \cdot 180 \cdot 0,15}{10000 \cdot 3,9^{2,6}} = \\ &= \frac{152 \cdot 1,5 \cdot 180 \cdot 1 \cdot 0,15}{10000 \cdot 34,5 \cdot 5,9^{3,7}} = \frac{152 \cdot 1,5 \cdot 180 \cdot 0,15}{345000 \cdot 720},\end{aligned}$$

т. е.

$$h_L = \frac{6,14}{249000} = 0,0000247 \text{ м, или } h'' \approx 0,025 \text{ мм.}$$

Удельное давление подшипника

$$p = \frac{10000}{17 \cdot 22,5} = \frac{10000}{382} = 26,2 \text{ кг/см}^2,$$

и работа трения по уравнению (49) при z по формуле (67):

$$z = \frac{i}{(0,1 \cdot \theta)^{2,6}} = \frac{0,15}{3,9^{2,6}} = \frac{0,15}{34,5} = 0,00435 \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2$$

равна

$$\begin{aligned}N_r &= \frac{d^2}{1160} \cdot \sqrt{\rho \cdot n^3 \cdot z \cdot (l:d)} \text{ л.с.} = \frac{0,17^2}{1160} \cdot \sqrt{10000 \cdot 180 \cdot 180 \cdot 180 \cdot 0,00435 \cdot 1,5} = \\ &= \frac{1}{1160 \cdot 5,9^2} \cdot \sqrt{10000 \cdot 386000} = \frac{1}{34,8 \cdot 1160} \cdot 100 \cdot 195,\end{aligned}$$

т. е.

$$N_r = \frac{19500}{34,8 \cdot 1160} = \frac{19500}{40500} = 0,48 \text{ л. с.}$$

Применявшиеся ранее длинные жесткие внешние подшипники могли быть, как известно, нагружены приблизительно лишь от 6 до 10 кг/см² и получали поэтому существенно большие размеры и стоимость изготовления их была высока при незначительной безопасности работы.

Продольный подшипник и ползун крейцковфа

Случай I. Размеры даны; вязкость масла надо найти.

Пример 31

Даны: P_1 ; V ; B ; L ; ε ; θ_1 ; H ; d ; $(l:d)$; P ; n . Найти: z ; θ ; E° . Для существующего продольного подшипника червячной передачи средней величины с 16 выходящими клиновыми поверхностями, длиной $L'' = 6$ мм каждая и с нормальным подъемом $\varepsilon \approx 0,005$ нужно выбрать смазочный материал, который при $\theta_1 = 18^\circ$, числе оборотов $n = 1000$, осевой нагрузке $P = 200$ кг и при $D_1'' = 40$ и $D_2'' = 12$ мм внутреннего и наружного диаметра упорного кольца дает толщину смазочного слоя $h'' = 0,01$ мм. Поперечный подшипник с $d'' = 38$ мм и $l:d = 1$ имеет нагрузку $P = 30$ кг.

По табл. 12 выбираем $A' = 6$. Кроме того по данным размерам кольца ширина отдельных клиновых поверхностей

$$B_1 = \frac{D_a - D_i}{2} = \frac{0,072 - 0,04}{2} = \frac{0,032}{2} = 0,016 \text{ м.}$$

Отсюда общая ширина

$$B = 16 B_1 = 16 \cdot 0,016 = 0,256 \text{ м.}$$

Средний диаметр упорного кольца D_m составляет

$$D_i + B_1 = 0,04 + 0,016 = 0,056 \text{ м}$$

и соответственно этому средняя скорость движения составит приблизительно

$$V = \frac{D_m \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,056 \cdot \pi \cdot 1000}{60} = 2,94 \text{ м/сек.}$$

С этими данными вычисляется требующаяся вязкость масла по уравнению (92)

$$\begin{aligned} z_{0,008} &= \frac{\rho' \cdot H^{1,2}}{14,8 \cdot V \cdot L^{1,2} \cdot B} \cdot \text{кг} \cdot \text{сек/м}^2 = \frac{200 \cdot 0,00001^{1,2}}{14,8 \cdot 2,94 \cdot 0,006^{1,2} \cdot 0,256} = \\ &= \frac{200 \cdot 166^{1,2} \cdot 1}{14,8 \cdot 2,94 \cdot 1 \cdot 100\,000^{1,2} \cdot 0,256} = \frac{200 \cdot 460}{14,8 \cdot 2,94 \cdot 1\,000\,000 \cdot 0,256} \end{aligned}$$

т. е.

$$z_{0,008} = \frac{2 \cdot 4,6}{14,8 \cdot 2,94 \cdot 25,6} = \frac{9,2}{1120} = 0,0082 \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2.$$

С этим значением z температура смазочного слоя при естественном охлаждении по уравнению (115) составит

$$\begin{aligned} \theta &= \theta_1 + \sqrt[1,3]{\frac{V 0,3 \cdot \rho' \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot z + V 640 \cdot \rho' \cdot V^3 \cdot B \cdot z}{17 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot (l:d) \cdot A'}} \text{ градусов} = \\ &= 18 + \sqrt[1,3]{\frac{V 0,3 \cdot 30 \cdot 1000^3 \cdot 0,03^4 \cdot 1 \cdot 0,0082 + V 640 \cdot 200 \cdot 2,94^3 \cdot 0,256 \cdot 0,0082}{17 \cdot \pi \cdot 0,03^2 \cdot 1 \cdot 6}} = \\ &= 18 + \sqrt[1,3]{\frac{V 156 + V 6800}{320 \cdot 0,03^2}} = 18 + \sqrt[1,3]{\frac{12,5 + 82,5}{320 \cdot 0,03^2}} = 18 + \sqrt[1,3]{\frac{95 \cdot 690}{320}}, \end{aligned}$$

т. е.

$$\theta = 18 + \sqrt[1,3]{\frac{65\,500}{320}} = 18 + \sqrt[1,3]{205} = 18 + 60 = 78^\circ.$$

Масляная характеристика получается при упомянутых выше значениях z и θ из уравнения (67) равной:

$$i = z \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,8} = 0,0082 \cdot 7,8^{2,8},$$

т. е.

$$i = 0,0082 \cdot 210 = 1,72.$$

По кривым фиг. 54 мы можем определить, что этому значению соответствует цилиндрическое масло для перегретого пара. При небольшом подъеме клина и незначительной толщине смазочного слоя обходится более легким маслом.

Пример 32

Даны: ρ' ; V ; B_1 ; ϵ ; θ_1 . Найти: z ; θ ; E° . Дан односторонний полун паровой машины, размеры которого — 140 мм ширина и 210 мм длина — из-за недостатка места не могут быть увеличены. Нужно при естественном охлаждении и средней скорости поршня в 4,3 м/сек нормальное давление в 1200 кг сделать безопасным для работы и добиться наименьшего трения. Необходимо проверить, может ли быть достигнуто это требование при $\epsilon = 0,005$ и с более тяжелым маслом.

Ползуи имеет спереди и сзади по клиновой поверхности и в середине двойную клиновую поверхность с $L'' = 40$ мм, при $\epsilon = 0,005$ клинового подъема. Таким образом для каждого направления скольжения $B = 2 \cdot 0,14 = 0,28$ м. Толщину смазочного слоя примем сначала равной $H'' = 0,01$ мм.

Требуемая вязкость составит по уравнению (92):

$$z_{0,005} = \frac{P' \cdot H^{1,2}}{14,8 \cdot V \cdot L^{1,2} \cdot B} = \frac{1200 \cdot 0,0001^{1,2}}{14,8 \cdot 4,3 \cdot 0,01^{1,2} \cdot 0,28},$$

т. е.

$$z_{0,005} = \frac{1200 \cdot 4,7}{14,8 \cdot 4,3 \cdot 0,28 \cdot 1\,000\,000} = \frac{5,63}{1780} = 0,00316 \text{ кг} \cdot \text{сек} / \text{м}^2.$$

Ожидаемая температура смазочного слоя при $\theta_1 = 25^\circ$ и $A = 1,5$ по табл. 12 при спокойном воздухе, соответствующая $A = 1,5 \cdot 5,7 = 8,5$ при $4,3$ м/сек скорости поршня, по уравнению (91) равна:

$$\begin{aligned} \theta &= \theta_1 + \sqrt[2,6]{\frac{2,23 \cdot P' \cdot V^3 \cdot z}{B \cdot L^3 \cdot A^2}} = 25 + \sqrt[2,6]{\frac{2,23 \cdot 1200 \cdot 4,3^3 \cdot 0,00316}{0,28 \cdot 0,04^3 \cdot 8,5^2}} = \\ &= 25 + \sqrt[2,6]{\frac{2,23 \cdot 1200 \cdot 0,00316 \cdot 80 \cdot 625}{0,28 \cdot 72}} = 25 + \sqrt[2,6]{21\,100}, \end{aligned}$$

т. е.

$$\theta = 25 + 46 = 71^\circ.$$

Определяемые значения z и θ соответствуют по уравнению (67) характеристике масла:

$$l = z \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6} = 0,00316 \cdot 7,1^{2,6} = 0,00316 \cdot 163 = 0,515$$

и по кривым фиг. 54 это будет масло с вязкостью от 11 до 12 по Энглеру при 50° , следовательно приблизительно автомоторное масло.

Пример 33

Даны: P' ; V ; L ; B ; ϵ ; d ; ($l:d$); n ; θ_1 . Найти: z ; θ ; E° . Подпятник вертикального водяного турбогенератора, который при $n = 250$ и при средней скорости скольжения $V = 5,1$ м/сек, принимает нагрузку в $P' = 10\,000$ кг. Внешний диаметр упорного кольца равен 483 мм; толщина вала $d'' = 230$ мм и $l:d = 0,8$ с 15 клиновыми поверхностями; $L'' = 40$ мм длиной и $B_1'' = 115$ мм шириной при подъеме клина $\epsilon = 0,003$; подшипник сквозного вала служит только в качестве направляющего. Установить, какой вязкости масло требуется для работы этого подшипника и достаточно ли естественного охлаждения при $\theta_1 = 20^\circ$?

Так как в этом случае подъем дан с достаточно небольшим значением, то можно еще достигнуть минимума трения. Если возьмем $H'' = 0,005$ мм, то при $B = 15 \times \times 0,115 = 1,72$ м требуемая вязкость масла по уравнению (81) будет:

$$\begin{aligned} z &= \frac{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{\epsilon \cdot P' \cdot H^{1,2}}}{V \cdot L^{1,2} \cdot B} \text{ кг} \cdot \text{сек} / \text{м}^2 = \frac{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{0,003 \cdot 10\,000 \cdot 0,000005^{1,2}}}{5,1 \cdot 0,04^{1,2} \cdot 1,72} = \\ &= \frac{4,7 \cdot 1 \cdot 10\,000 \cdot 1 \cdot 25^{1,2}}{5,1 \cdot 1,72 \cdot \sqrt[1,25]{333 \cdot 200\,000^{1,2}}} = \frac{4,7 \cdot 10\,000 \cdot 48}{5,1 \cdot 1,72 \cdot 105 \cdot 575 \cdot 4000} = \\ &= \frac{4,7 \cdot 4,8}{5,1 \cdot 1,72 \cdot 10,5 \cdot 57,5 \cdot 4}, \end{aligned}$$

т. е.

$$z = \frac{22,7}{21\,250} = 0,00106 \text{ кг} \cdot \text{сек} / \text{м}^2.$$

Предположим, что поперечный подшипник имеет действительную нагрузку $P = 5$ кг

и выберем по табл. 12 коэффициент лучеиспускания $A' = 3$, тогда температура смазочного слоя по уравнению (115) будет:

$$\begin{aligned} \theta &= \theta_1 + \sqrt[1,3]{\frac{V 0,3 \cdot P \cdot \pi^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot z + V 640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z}{17 \cdot \pi \cdot d^3 \cdot (l:d) \cdot A'}} = \\ &= 20 + \sqrt[1,3]{\frac{V 0,3 \cdot 5 \cdot 250^3 \cdot 0,23^4 \cdot 0,8 \cdot 0,00106 + V 640 \cdot 10000 \cdot 5,1^3 \cdot 1,72 \cdot 0,00106}{17 \cdot \pi \cdot 0,23 \cdot 0,8 \cdot 3}} = \\ &= 20 + \sqrt[1,3]{\frac{V 0,3 \cdot 5 \cdot 2,5 \cdot 6,94 \cdot 0,8 \cdot 106 + V 640 \cdot 10 \cdot 133 \cdot 1,72 \cdot 0,00106}{6,74}} = \\ &= 20 + \sqrt[1,3]{\frac{V 54,8 + V 1\,540\,000}{6,74}} = 20 + \sqrt[1,3]{\frac{7,4 + 1240}{6,74}} = 20 + \sqrt[1,3]{\frac{1247,4}{6,74}}, \end{aligned}$$

т. е.

$$\theta = 20 + \sqrt[1,3]{185} = 20 + 55 = 75^\circ.$$

Вычисления показывают, что в данном случае еще можно обойтись с естественным охлаждением; они показывают кроме того, что при ненагруженном поперечном подшипнике можно пренебречь первым членом под корнем в уравнении (115).

Характеристика масла получается из уравнения (67):

$$i = z \cdot (0,1 \cdot 0)^{2,6} = 0,00106 \cdot 7,5^{2,6} = 0,00106 \cdot 188 = 0,2.$$

По кривым фиг. 54 этому значению i соответствует машинное масло и масло для электромоторов с вязкостью от 4 до 4,5 при 50° .

Удельное давление, отнесенное к клиновой поверхности, составляет:

$$p = \frac{10000}{172 \cdot 4} = 14,5 \text{ кг/см}^2 \text{ или } p_m = 145\,000 \text{ кг/м}^2.$$

Отсюда по уравнению (79) получается коэффициент трения:

$$\mu = 3 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}} = 3 \cdot \sqrt{\frac{0,00106 \cdot 5,1}{145\,000 \cdot 0,04}} = 3 \cdot \sqrt{\frac{1}{1\,030\,000}} = \frac{3}{1040},$$

т. е.

$$\mu = 0,0029,$$

и по уравнению (83) работа трения

$$N_r = \frac{P' \cdot \mu \cdot V}{75} = \frac{10000 \cdot 0,0029 \cdot 5,1}{75} = \frac{148}{75} \approx 2 \text{ л. с.}$$

Пример 34

Даны: P' ; V ; B ; L ; d ; $(l:d)$; P ; n ; θ_1 . Найти: z ; θ искусственного охлаждения; E° . Головной подшипник вертикального электромотора, поставленного над шахтой для привода циркуляционного насоса глубокого колодца, должен при $n = 1500$ вынести общую нагрузку в 2000 кг. Ненагруженная поперечная часть продольного подшипника имеет $d'' = 70$ мм и $l:d = 0,8$; внешний диаметр упорного кольца в 150 мм и 15 клиновых поверхностей, каждая по 12 мм длины; радиальная ширина клиновых поверхностей $B_1'' = 35$ мм и средняя скорость движения $V = 9,5$. Надо установить, достаточно ли, при благоприятных условиях работы и $\theta_1 = 15^\circ$, естественного охлаждения и какой вязкости масло требуется.

Если выбрать $\epsilon = 0,002$ и $H'' = 0,004$ мм, то для упорного кольца при данной нагрузке и скорости по уравнению (81) требующаяся вязкость масла составит:

$$\begin{aligned} z &= \frac{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{\frac{1}{\epsilon} \cdot P' \cdot H^{1,2}}}{V \cdot L^{1,2} \cdot B} = \frac{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{0,002 \cdot 2000 \cdot 0,000004^{1,2}}}{9,5 \cdot 0,012^{1,2} \cdot 15 \cdot 0,035} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2 = \\ &= \frac{2000 \cdot 83^{1,2} \cdot 4,7}{9,5 \cdot 15 \cdot 0,035 \cdot 250\,000^{1,2} \cdot \sqrt[1,25]{500}} = \frac{4,7 \cdot 2000 \cdot 200}{9,5 \cdot 15 \cdot 0,035 \cdot 750 \cdot 4000 \cdot 145}, \end{aligned}$$

т. е.

$$z = \frac{2 \cdot 2 \cdot 4,7}{9,5 \cdot 15 \cdot 3,5 \cdot 7,5 \cdot 4 \cdot 1,45} = \frac{18,8}{217\,000} = 0,00087 \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2.$$

Если мы пренебрежем тем небольшим количеством теплоты, которая образуется у поперечного подшипника, являющегося в сущности лишь ведущим, и выберем по табл. 12 коэффициент лучеиспускания $A' = 1,5$, то по уравнению (115), опустив первые слагаемые под корнем, получим температуру смазочного слоя при естественном охлаждении

$$\begin{aligned}\theta &= \theta_1 + \sqrt[1,3]{\frac{\sqrt{640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot z}}{17 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot (i:d) \cdot A'}} = 15 + \sqrt[1,3]{\frac{\sqrt{640 \cdot 2000 \cdot 9,5^3 \cdot 0,525 \cdot 0,00087}}{17 \cdot \pi \cdot 0,07^2 \cdot 0,8 \cdot 1,5^2}} = \\ &= 15 + \sqrt[1,3]{\frac{\sqrt{640 \cdot 2000 \cdot 850 \cdot 0,525 \cdot 0,00087}}{0,47}} = 15 + \sqrt[1,3]{\frac{\sqrt{497\,000}}{0,47}} = \\ &= 15 + \sqrt[1,3]{\frac{704}{0,47}}.\end{aligned}$$

т. е.

$$\theta = 15 + \sqrt[1,3]{1500} = 15 + 275 = 290^\circ.$$

Как ранее и ожидалось, вследствие большей скорости скольжения и высокого удельного давления,

$$p = \frac{2000}{52,5 \cdot 1,2} = \frac{2000}{63} \approx 32 \text{ кг/см}^2,$$

искусственное охлаждение в данном случае неизбежно. Нужно поэтому выбрать желаемую температуру смазочного слоя, поддерживаемую искусственным охлаждением. Выберем, например, $\theta = 65^\circ \text{Ц}$.

Вычисленная вязкость для восприятия нагрузки должна быть поэтому гарантирована при $\theta = 65^\circ \text{Ц}$. Для этого требуется масло, которое по уравнению (67) имеет характеризующий индекс

$$i = z \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6} = 0,00087 \cdot 6,5^{2,6} = 0,00087 \cdot 130 = 0,113.$$

По кривым фиг. 54 находим вязкость около 3 по Энглеру при 50°Ц .

Продольный подшипник и ползун крейцкофа

Случай II. Смазочное масло дано; найти размеры.

Пример 35

Даны: P' ; V ; L ; B ; i ; θ ; H . Найти: Θ ; E'' . Крейцкоф большой газовой машины, приводной механизм которой смазывается машинным маслом, с вязкостью около 6° по Энглеру при 50°Ц имеет 1300 мм длины и 900 мм ширины; средняя (временная) нагрузка при 4,5 м/сек скорости движения поршня составляет $P' = 16\,000$ кг. Какой подъем клина должен быть при 3 клиновых поверхностях, действующих в одном направлении (по 80 мм длины каждая, чтобы при $\Theta = 20^\circ$ получить толщину смазочного слоя $H'' = 0,01$ мм?

Для обычного крейцкофа большой газовой машины с односторонним ползуном выбирается по табл. 12 коэффициент лучеиспускания для спокойного воздуха. Для средней скорости поршня в 4,7 м/сек это значение повышается соответственно таблице, приблизительно в 5,9 раза, так что мы должны вести расчеты с $A = 1,5 \cdot 5,9 = 8,8$.

Температура смазочного слоя получается по уравнению (94) при $l_3 = 0,26$:

$$\begin{aligned}\theta &= \frac{\theta_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \sqrt[2,6]{\frac{892 \cdot P' \cdot V^3 \cdot i}{L^2 \cdot B \cdot A^2}}} \text{ градусов} = \\ &= 10 + \sqrt{100 + \sqrt[2,6]{\frac{892 \cdot 16\,000 \cdot 4,7^3 \cdot 0,26}{0,08^2 \cdot 2,7 \cdot 8,8^2}}} = \\ &= 10 + \sqrt{100 + \sqrt[2,6]{\frac{892 \cdot 16\,000 \cdot 104 \cdot 0,26}{0,0064 \cdot 2,7 \cdot 77}}} = \\ &= 10 + \sqrt{100 + \sqrt[2,6]{18\,100 \cdot 16\,000}} = 10 + \sqrt{100 + 44 \cdot 41,5} = 10 + \sqrt{100 + 1830},\end{aligned}$$

т. е.

$$\theta = 10 + \sqrt{1930} = 10 + 44 = 54^\circ.$$

Подъем клина, требующийся для поддержания нужной толщины смазочного слоя $H'' = 0,01$, получается по уравнению (91):

$$\varepsilon = \left(\frac{B \cdot L^{1,2} \cdot V \cdot i}{4,7 \cdot \rho' \cdot H^{1,25} \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}} \right)^{1,25} = \left(\frac{2,7 \cdot 0,08^{1,2} \cdot 4,7 \cdot 0,26}{4,7 \cdot 16\,000 \cdot 0,00001^{1,25} \cdot 5,4^{2,6}} \right)^{1,25} = \\ = \left(\frac{2,7 \cdot 4,7 \cdot 0,26 \cdot 250 \cdot 4000}{4,7 \cdot 16\,000 \cdot 20,8 \cdot 80} \right)^{1,25}$$

т. е.

$$\varepsilon = \left(\frac{73}{2670} \right)^{1,25} = \frac{1}{36,5^{1,25}} = \frac{1}{90} \approx 0,011.$$

Подъем, определенный в 0,011 м на метр длины, означает при данной длине клиновой поверхности, как в дальнейшем это обосновано, 0,8 мм на 80 мм длины, что нетрудно выполнить. Минимум трения не достигается, так как величина трения при достаточном ε уже predetermined.

Пример 36

Даны: ρ' ; V ; B ; L ; ε ; i ; θ_1 . Найти: θ ; H . Крейцкопф газовой машины предыдущего примера при $B = 2,7$ м, $L = 0,08$ м и $\varepsilon = 0,065$ дан в готовом виде. Какой толщины можно ожидать смазочный слой при $\rho' = 16\,000$ кг, $V = 4,7$ м/сек, $\theta_1 = 20^\circ$ в машинном масле с вязкостью 8 по Энглера при 50° Ц?

Температура смазочного слоя составляет по уравнению (94) при $i = 0,35$ и $A = 8,8$:

$$\theta = \frac{\theta_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2} \right)^2 + \sqrt{\frac{892 \cdot \rho' \cdot V^3 \cdot i}{L^2 \cdot B \cdot A^2}}} \text{ градусов} = \\ = 10 + \sqrt{100 + \sqrt{\frac{892 \cdot 16\,000 \cdot 4,7^3 \cdot 0,35}{0,08^2 \cdot 2,7 \cdot 8,8^2}}} = \\ = 10 + \sqrt{100 + \sqrt{24\,400 \cdot 16\,000}} = 10 + \sqrt{100 + 2040},$$

т. е.

$$\theta = 10 + \sqrt{2140} = 10 + 46 = 56^\circ.$$

Толщина смазочного слоя получается по уравнению (95):

$$H = \sqrt[1,2]{\frac{B \cdot L^{1,2} \cdot V \cdot i}{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{\varepsilon} \cdot \rho' \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}} = \sqrt[1,2]{\frac{2,7 \cdot 0,08^{1,2} \cdot 4,7 \cdot 0,35}{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{0,015} \cdot 16\,000 \cdot 5,6^{2,6}}} = \\ = \sqrt[1,2]{\frac{2,7 \cdot 29 \cdot 4,7 \cdot 0,35}{4,7 \cdot 20,8 \cdot 16\,000 \cdot 88}} = \sqrt[1,2]{\frac{12,9}{13\,800\,000}} = \sqrt[1,2]{\frac{1}{1\,070\,000}},$$

т. е.

$$H = \frac{1}{104\,000} = 0,0000096 \approx 0,00001 \text{ м, или } H'' = 0,01 \text{ мм.}$$

Так как вязкость была уже вдвойне predetermined, то можно определить еще только толщину смазочного слоя, т. е. только проконтролировать, ожидается ли жидкостное трение. Судя по вычисленному значению H , последнее имеет место; минимум трения при этом, конечно, не достигим (вследствие большого подъема при данных B и L).

Пример 37

Даны: ρ' ; V ; L ; B ; θ_1 ; i . Найти: θ искусственного охлаждения; ε . Крейцкопф паровой машины для перегретого пара имел следующие размеры: 400 мм длина; 250 мм ширина, длина каждой из двух клиновых поверхностей $L'' = 40$ мм для каждого направления движения. Средняя нагрузка составляет $\rho' = 4000$ кг, температура окружающего воздуха приблизительно $\theta_1 = 30^\circ$; нужно установить, будет ли достаточно естественного охлаждения при машинном масле с вязкостью около 8

по Энгелеру при 50°Ц и при данной средней скорости поршня в $4,5 \text{ м/сек}$, и с каким подъемом клина должен быть выполнен опорный пазуэн.

Для нормального крещкофа с двумя ползунами, как обычно делается у паровых машин, можно по табл. 12 принять коэффициент лучеиспускания равным 1,5 для спокойного воздуха. При $4,5 \text{ м/сек}$ скорости поршня по этой таблице $A = 5,8 \cdot 1,5 = 8,7$. Характеристика масла будет $i_8 = 0,35$.

Сначала определим ожидаемую температуру смазочного слоя по уравнению (94). При $B = 2 \cdot 0,25 = 0,5 \text{ м}$ имеем:

$$\begin{aligned}\theta &= \frac{\theta_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{\theta_1}{2}\right)^2 + \sqrt{\frac{892 \cdot P' \cdot v \cdot i}{L^2 \cdot B \cdot A^2}}} = \\ &= 15 + \sqrt{225 + \sqrt{\frac{892 \cdot 4000 \cdot 4,5^3 \cdot 0,35}{0,04^2 \cdot 0,5 \cdot 8,7^2}}} = \\ &= 15 + \sqrt{225 + \sqrt{\frac{892 \cdot 4000 \cdot 90 \cdot 0,35}{0,0016 \cdot 0,5 \cdot 76}}} = 15 + \sqrt{225 + \sqrt{461\,000 \cdot 4000}} = \\ &= 15 + \sqrt{225 + 10,6 \cdot 14,2 \cdot 24,2} = 15 + \sqrt{225 + 3630},\end{aligned}$$

т. е.

$$\theta = 15 + \sqrt{3855} = 15 + 62 = 77^\circ.$$

По этому результату, принимая во внимание ненадежность оценки отвода теплоты, должно быть применено искусственное охлаждение при $\theta = 50^\circ\text{Ц}$.

С этим значением θ при толщине смазочного слоя $H'' = 0,01 \text{ мм}$ получится требующийся подъем клина по уравнению (97):

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \left(\frac{B \cdot L^{1,2} \cdot V \cdot i}{4,7 \cdot P' \cdot H^{1,2} \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}} \right)^{1,25} = \left(\frac{0,5 \cdot 0,04^{1,2} \cdot 4,5 \cdot 0,35}{4,7 \cdot 4000 \cdot 0,00001^{1,2} \cdot 5^{2,6}} \right)^{1,25} = \\ &= \left(\frac{0,5 \cdot 4,5 \cdot 0,35 \cdot 250 \cdot 4000}{4,7 \cdot 4,8 \cdot 4000 \cdot 0,66} \right)^{1,25} = \left(\frac{1,97}{149} \right)^{1,25} = \frac{1}{75,5^{1,25}} = \frac{1}{222},\end{aligned}$$

т. е.

$$\varepsilon = 0,0045 \text{ м на метр длины.}$$

Принимая во внимание, что для пришабренной поверхности скольжения толщина смазочного слоя $H'' = 0,01 \text{ мм}$ будет достаточной, может быть взят нормальный подъем $\varepsilon = 0,005$, так что для длины клиновой поверхности $L'' = 40 \text{ мм}$ подъем составит $0,005 \cdot 0,04 : 1000 = 0,2 \text{ мм}$.

Пример 38

Даны: P' ; V ; θ_1 ; i . Найти: L ; B ; B_1 ; ε ; H ; θ . Задний ползуэн воздухоудной машины, выдерживающий среднюю нагрузку $P = 1000 \text{ кг}$ и имеющий 4 м/сек средней скорости поршня, нужно рассчитывать во всех частях при условии применения масла с вязкостью 6 по Энгелеру при 50°Ц и $\theta_1 = 20^\circ\text{Ц}$.

По табл. 12 коэффициент лучеиспускания в данном случае у одностороннего крещкофа равен 3 для спокойного воздуха и приблизительно в 5,5 раза выше при 4 м/сек средней скорости поршня. Мы получаем отсюда $A = 3 \cdot 5,5 = 16,5$. Масляная характеристика $i_8 = 0,26$.

Чтобы можно было определить температуру смазочного слоя, возьмем $\varepsilon = 0,005$ и $H'' = 0,01 \text{ мм}$, в то время как длина клиновой поверхности может быть принята любой. Для среднего ползуна крещкофа L'' можно поставить равной 30 мм .

При таких условиях по уравнению (100) будем иметь:

$$\begin{aligned}\theta^2 \cdot (\theta - \theta_1) &= \sqrt[2,6]{\frac{76\,000 \cdot V^4 \cdot i^4}{A^2 \cdot \sqrt[1,25]{\varepsilon \cdot L \cdot H^{1,2}}}} = \sqrt[2,6]{\frac{76\,000 \cdot 4^4 \cdot 0,26^2}{16,5^2 \cdot \sqrt[1,25]{0,005 \cdot 0,03 \cdot 0,00001^{1,2}}}} = \\ &= \sqrt[2,6]{\frac{76\,000 \cdot 256 \cdot 0,068 \cdot 250 \cdot 4000 \cdot 1150}{272}} = \sqrt[2,6]{76\,000 \cdot 73\,500\,000},\end{aligned}$$

т. е.

$$\theta^2 \cdot (\theta - \theta_1) = 75 \cdot 74 \cdot 14,2 = 79\,000,$$

и отсюда по табл. 13 температура смазочного слоя θ будет равна приблизительно 51°Ц .

Требующаяся общая ширина клиновой поверхности получается тогда по уравнению (99):

$$B = \frac{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{\epsilon \cdot P' \cdot H^{1,2} \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}}{V \cdot L^{1,2} \cdot i} = \frac{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{0,005 \cdot 1000 \cdot 0,00001^{1,2} \cdot 5,1^{2,6}}}{4 \cdot 0,03^{1,2} \cdot 0,26}$$

т. е.

$$B = \frac{4,7 \cdot 1000 \cdot 69 \cdot 66}{70 \cdot 250 \cdot 4000 \cdot 4 \cdot 0,26} = \frac{215}{730} = 0,295 \text{ м.}$$

Если мы выберем для каждого направления давления $j = 2$ клиновым поверхностям, то ширина полузна в предположении проходящих клиновых поверхностей получится

$$B_1 \rightleftharpoons B : j = 0,295 : 2 \approx 0,15 \text{ м}$$

или

$$B_1'' = 150 \text{ мм.}$$

Длина полузна должна при введении плоских промежуточных поверхностей длиной L'' составлять по крайней мере $6 \cdot 30 = 180 \text{ мм.}$ Длину полузна следует выбрать в

$$1,5 \cdot B_1'' = 1,5 \cdot 150 = 225 \text{ мм.}$$

Пример 39

Даны: $P'; V; \theta; i$. Найти: $L; B; B_1; \epsilon; H; \theta$ искусственного охлаждения. Для машины с маховиком, приводящей в движение прокатный стан, с $5,5 \text{ м/сек}$ средней скорости поршня надо рассчитать крейцкопф, снабженный одним полузнам, для $P' = 12000 \text{ кг}$ средней нагрузки, для машинного масла с вязкостью 8 по Энглеру при 50°Ц и для $\theta_1 = 20^\circ \text{Ц}$.

По табл. 12 коэффициент лучеиспускания для одностороннего крейцкопфа паровой машины и спокойного воздуха равен единице; для $5,5 \text{ м/сек}$ средней скорости поршня он в 6,3 раза больше, так что $A = 6,3$. Масляная характеристика $i_0 = 0,35$.

Если выбрать $\epsilon = 0,005$, $H'' = 0,01 \text{ мм}$ и $L'' = 60 \text{ мм}$, то по уравнению (100) получим:

$$\begin{aligned} 0,2 \cdot (\theta - \theta_1) &= \sqrt[2,6]{\frac{76000 \cdot V^4 P^2}{A^{2,125} \sqrt[1,25]{\epsilon \cdot L \cdot H^{1,2}}}} = \sqrt[2,6]{\frac{76000 \cdot 5,5^4 \cdot 0,35^2}{6,3^{2,125} \sqrt[1,25]{0,005 \cdot 0,06 \cdot 0,00001^{1,2}}}} \\ &= \sqrt[2,6]{\frac{76000 \cdot 900 \cdot 0,122 \cdot 660 \cdot 250 \cdot 4000}{40}} = \sqrt[2,6]{\frac{76000 \cdot 900 \cdot 502 \cdot 4000}{40}} \end{aligned}$$

т. е.

$$0,2 \cdot (\theta - \theta_1) = 75 \cdot 13,6 \cdot 11 \cdot 24,2 = 270000,$$

и отсюда по табл. 13 температура смазочного слоя θ определится равной приблизительно 72°Ц .

При этих условиях ради безопасности следует рекомендовать применение искусственного охлаждения. Если мы выберем $\theta = 50^\circ \text{Ц}$, то требующаяся общая ширина клиновой поверхности получится по уравнению (99) равной:

$$B = \frac{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{\epsilon \cdot P' \cdot H^{1,2} \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}}{V \cdot L^{1,2} \cdot i} = \frac{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{0,005 \cdot 12000 \cdot 0,00001^{1,2} \cdot 5^{2,6}}}{5,5 \cdot 0,06^{1,2} \cdot 0,35}$$

т. е.

$$B = \frac{4,7 \cdot 12000 \cdot 66 \cdot 29}{70 \cdot 250 \cdot 4000 \cdot 5,5 \cdot 0,35} = \frac{1080}{1350} = 0,8 \text{ м.}$$

Если мы выберем для каждого направления движения $j = 2$, то ширина полузна получится

$$B_1 = B : j = 0,8 : 2 = 0,4 \text{ м}$$

или

$$B_1'' = 400 \text{ мм.}$$

Длина полузна будет равна

$$1,5 \cdot B_1'' = 1,5 \cdot 400 = 600 \text{ мм}$$

и на этой длине вполне можно сделать 4 клиновых поверхности с достаточными промежуточными поверхностями.

Пример 40.

Даны: $P'; B; L; V; d; (l:d); P; n; \theta_1; l$. Найти: θ ; ϵ . Главный упорный подшипник грузового парохода должен при диаметре вала $d'' = 250$ мм и 275-мм внутреннем и 525-мм внешнем диаметрах упорного кольца выносить осевое давление $P' = 4000$ кг при $n = 80$; нагрузка поперечной части подшипника $P = 200$ кг при $l:d = 1$. Какой нужен подъем клина ϵ при масле с вязкостью 6 по Энглеру при 50°Ц и при $\theta_1 = 25^\circ \text{Ц}$, если упорное кольцо имеет 15 клиновых поверхностей по 40 мм длины при ширине $B_1'' = 125$ мм и средней скорости скольжения $1,76$ м/сек.

По приведенным выше данным масляная характеристика $i_6 = 0,26$; общая ширина клиновой поверхности $B = 15 \cdot 0,125 = 1,88$ м и по табл. 12 коэффициент лучеиспускания $A' = 2$.

Из уравнения (116) мы получаем:

$$\begin{aligned} [0,1 \cdot \theta \cdot (\theta - \theta_1)]^{1,3} &= \frac{\sqrt{0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot l} + \sqrt{640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot l}}{53,2 \cdot A' \cdot d^2 \cdot (l:d)} = \\ &= \frac{\sqrt{0,3 \cdot 200 \cdot 80^3 \cdot 0,25^4 \cdot 1 \cdot 0,26} + \sqrt{640 \cdot 4000 \cdot 1,76^3 \cdot 1,88 \cdot 0,26}}{53,2 \cdot 2 \cdot 0,25^2 \cdot 1} = \\ &= \frac{\sqrt{0,3 \cdot 200 \cdot 512000 \cdot 0,0039 \cdot 0,26} + \sqrt{640 \cdot 4000 \cdot 5,45 \cdot 1,88 \cdot 0,26}}{53,2 \cdot 2 \cdot 0,0625} = \\ &= \frac{\sqrt{31200} + \sqrt{4000 \cdot 1710}}{6,65} = \frac{180 + 64 \cdot 40,2}{6,65}, \end{aligned}$$

т. е.

$$[0,1 \cdot \theta \cdot (\theta - \theta_1)]^{1,3} = \frac{180 + 2570}{6,65} = \frac{2750}{6,65} = 414,$$

и из этого по табл. 16 имеем:

$$\theta \approx 47^\circ \text{Ц}.$$

В целях определения требуемого подъема клина примем $H'' = 0,01$ мм и вычислим подъем по уравнению (97):

$$\begin{aligned} \epsilon &= \left(\frac{B \cdot L^{1,2} \cdot V \cdot i}{4,7 \cdot P' \cdot H^{1,2} (0,1 \cdot \theta)^{2,6}} \right)^{1,25} = \left(\frac{1,88 \cdot 0,04^{1,2} \cdot 1,76 \cdot 0,26}{4,7 \cdot 4000 \cdot 0,00001^{1,2} \cdot 4,7^{2,6}} \right)^{1,25} = \\ &= \left(\frac{1,83 \cdot 1 \cdot 1,76 \cdot 0,26 \cdot 250 \cdot 4000}{4,7 \cdot 47 \cdot 4000 \cdot 1 \cdot 56} \right)^{1,25} = \left(\frac{21,5}{1240} \right)^{1,25} = \frac{1}{57,6^{1,25}}, \end{aligned}$$

т. е.

$$\epsilon = \frac{1}{158} = 0,0063 \text{ м подъема на 1 м длины.}$$

Выполнить можно $\epsilon = 0,006$.

Пример 41

Даны: $P'; V; B; L; \epsilon; d; (l:d); P; \theta_1; l$. Найти θ и H . Вполне готовый продольный подшипник горизонтальной водяной турбины с диаметром вала $d'' = 150$ мм и осевым давлением $P' = 3500$ кг и для поперечной нагрузки $P = 800$ кг при $l:d = 1$ должен быть проверен на жидкостное трение при $n = 180$ и машинном масле с вязкостью 8 по Энглеру при 50°Ц . Как велика при $\theta_1 = 15^\circ$ ожидаемая H'' , если упорное кольцо имеет 15 клиновых поверхностей каждая по 25 мм длины и 75 мм ширины с клиновым подъемом $\epsilon = 0,005$, а средняя скорость движения V составляет 2,38 м/сек?

По приведенным выше данным $i_6 = 0,35$; $B = 15 \cdot 0,075 = 1,12$ м и по табл. 12 коэффициент лучеиспускания $A' = 4$.

По уравнению (116) получаем:

$$\begin{aligned} [0,1 \cdot \theta \cdot (\theta - \theta_1)]^{1,3} &= \frac{\sqrt{0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot l} + \sqrt{640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot l}}{53,2 \cdot A' \cdot d^2 \cdot (l:d)} = \\ &= \frac{\sqrt{0,3 \cdot 800 \cdot 180^3 \cdot 0,15^4 \cdot 1 \cdot 0,35} + \sqrt{640 \cdot 3500 \cdot 2,38^3 \cdot 1,12 \cdot 0,35}}{53,2 \cdot 4 \cdot 0,15^2 \cdot 1} = \\ &= \frac{\sqrt{0,3 \cdot 800 \cdot 180 \cdot 180 \cdot 180 \cdot 0,000506 \cdot 0,35} + \sqrt{640 \cdot 3500 \cdot 13,5 \cdot 1,12 \cdot 0,35}}{53,2 \cdot 4 \cdot 0,0225 \cdot 1} = \\ &= \frac{\sqrt{246000} + \sqrt{11850000}}{4,8} = \frac{15,7 \cdot 31,5 + 3,44 \cdot 1000}{4,8}, \end{aligned}$$

т. с.

$$[0,1 \cdot \theta (0 - \theta_1)]^{1,3} = \frac{495 + 3440}{4,8} = \frac{3935}{4,8} = 820,$$

и из этого по табл. 16 в качестве температуры смазочного слоя $\theta = 50^\circ \text{Ц}$.

Готовый подшипник при указанных размерах может иметь толщину смазочного слоя по уравнению (96)

$$H_{0,005} = \sqrt[1,2]{\frac{14,8 \cdot V \cdot L^{1,2} \cdot B \cdot i}{P' \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}}} = \sqrt[1,2]{\frac{14,8 \cdot 2,38 \cdot 0,025^{1,2} \cdot 1,12 \cdot 0,35}{3500 \cdot 5^{2,6}}} = \\ = \sqrt[1,2]{\frac{14,8 \cdot 2,38 \cdot 1,12 \cdot 0,35}{3500 \cdot 83 \cdot 66}} = \sqrt[1,2]{\frac{1,38}{1920000}} = \sqrt[1,2]{\frac{1}{1390000}},$$

т. с.

$$H_{0,005} = \frac{1}{410 \cdot 815} = \frac{1}{129000} = 0,00000775 \text{ м}$$

или

$$H'' \approx 0,0077 \text{ мм.}$$

При пришабренных поверхностях и самоустанавливающемся упорном кольце можно допустить эту толщину смазочного слоя без опасений.

Пример 42

Даны: P' ; V ; B ; L ; H ; d ; $(l:d)$; P ; n ; θ_1 ; i . Найти θ искусственного охлаждения и ϵ . Для циркуляционного насоса, качающего горячую воду, надо рассчитать подъем клина продольного подшипника. Поперечный подшипник имеет при $l:d = 1$, диаметр в 60 мм; продольный подшипник с 15 клиновыми поверхностями, каждая по 10 мм длины и 30 мм ширины; нагрузка поперечного подшипника составляет при $n = 1500$ $P = 60$ кп, нагрузка продольного подшипника при средней скорости скольжения упорного кольца $V = 7,9$ м/сек, $P' = 1200$ кп. Как велик должен быть подъем ϵ , если толщина смазочного слоя составляет $H'' = 0,006$ мм и при $\theta_1 = 20^\circ \text{Ц}$ должно быть применено машинное масло с вязкостью 6 по Энглеру при 50°Ц ?

При этих условиях $i_3 = 0,26$; $B = 15 \cdot 0,03 = 0,45$ м и по табл. 12 коэффициент лучеиспускания $A' = 0,5$.

Вследствие большого числа оборотов, большой нагрузки и неблагоприятных условий для отвода теплоты заранее нужно рассчитывать на искусственное охлаждение. Уравнение (116) может лишь подтвердить это:

$$[0,1 \cdot \theta \cdot (\theta - \theta_1)]^{1,3} = \frac{\sqrt{0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot i} + \sqrt{640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot i}}{53,2 \cdot A' \cdot d^2 \cdot (l:d)} = \\ = \frac{\sqrt{0,3 \cdot 60 \cdot 1500^3 \cdot 0,06^4 \cdot 1 \cdot 0,26} + \sqrt{640 \cdot 1200 \cdot 7,9^3 \cdot 0,45 \cdot 0,26}}{53,2 \cdot 0,5 \cdot 0,06^2},$$

т. с.

$$[0,1 \cdot \theta \cdot (\theta - \theta_1)]^{1,3} = \frac{\sqrt{203000} + \sqrt{1200 \cdot 36700}}{0,096} = \frac{453 + 6630}{0,096} = \frac{7083}{0,096} = 74000.$$

Этому значению соответствует θ , равная приблизительно 245°Ц . Нужно, следовательно, применить искусственное охлаждение (глава 23).

Если выберем $\theta = 50^\circ \text{Ц}$, то получим в качестве требующегося подъема клина по уравнению (97):

$$\epsilon = \left(\frac{B \cdot L^{1,2} \cdot V \cdot i}{4,7 \cdot P' \cdot H^{1,2} \cdot (0,1 \cdot \theta)^{2,6}} \right)^{1,25} = \left(\frac{0,45 \cdot 0,01^{1,2} \cdot 7,9 \cdot 0,26}{4,7 \cdot 1200 \cdot 0,000006^{1,2} \cdot 5^{2,6}} \right)^{1,25} = \\ = \left(\frac{0,45 \cdot 1 \cdot 7,9 \cdot 0,26 \cdot 4000 \cdot 4000}{4,7 \cdot 250 \cdot 1200 \cdot 8,6 \cdot 66} \right)^{1,25},$$

т. с.

$$\epsilon = \left(\frac{14,8}{800} \right)^{1,25} = \frac{1}{54^{1,25}} = \frac{1}{146} = 0,00685 \approx 0,007 \text{ м.}$$

Подъем клина составляет таким образом 0,007 м на 1 м длины, или 0,07 мм на длину клиновой поверхности $L'' = 10$ мм.

Пример 43

Даны: P' ; d ; $(l:d)$; P ; n ; θ_1 ; i . Найти: L ; B ; B_1 ; ε ; H и θ . Для червячного привода с большим диаметром червячного колеса нужно рассчитать продольный подшипник. Диаметр поперечного подшипника составляет $d'' = 80$ мм, при $l:d = 1$ нагрузка в поперечном направлении $P = 140$ кг и $n = 800$; осевое давление $P' = 1000$ кг.

Какие размеры и подъем клина должен получить продольный подшипник при самых благоприятных условиях трения и $\theta_1 = 15^\circ \text{Ц}$, если для смазки имеется в распоряжении масло с вязкостью 6 по Энглеру при 50°Ц ?

По приведенным выше данным надо принять $i_6 = 0,26$ и по табл. 12 коэффициент лучеиспускания $A' = 8$.

Чтобы разрешить задачу, нужно сначала принять продольный подшипник с небольшими допустимыми размерами и потом проверить его в первом приближении на нагревание. Для этой цели примем $j = 15$ клиновым поверхностям, $D_i = 1,1 \cdot d = 0,08 \cdot 1,1 = 0,088$ м.

$$V = 0,088 \cdot d \cdot n = 0,088 \cdot 0,03 \cdot 800 = 5,6 \text{ м/сек};$$

$$B = 7,5 \cdot d = 7,5 \cdot 0,08 = 0,6 \text{ м}$$

$$L = 0,168 \cdot d = 0,168 \cdot 0,08 = 0,014 \text{ м.}$$

При этих значениях мы получаем по уравнению (116):

$$\begin{aligned} [0,1 \cdot 0 \cdot (0 - \theta_1)]^{1,3} &= \frac{\sqrt{0,3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot i} + \sqrt{640 \cdot P' \cdot V^3 \cdot B \cdot i}}{53,2 \cdot A' \cdot d^2 \cdot (l:d)} = \\ &= \frac{\sqrt{0,3 \cdot 140 \cdot 800^3 \cdot 0,08^4 \cdot 1 \cdot 0,26} + \sqrt{640 \cdot 1000 \cdot 5,6^3 \cdot 0,6 \cdot 0,26}}{53,2 \cdot 8 \cdot 0,03^2 \cdot 1} \end{aligned}$$

т. е.

$$[0,1 \cdot 0 \cdot (0 - \theta_1)]^{1,3} = \frac{\sqrt{229\,000} + \sqrt{17\,500\,000}}{2,73} = \frac{476 + 4160}{2,73} = \frac{4636}{2,73} = 1700,$$

и по табл. 16 температуру смазочного слоя $\theta = 63^\circ \text{Ц}$ в первом приближении. После этого, выбрав небольшой подъем, равный приблизительно $\varepsilon = 0,003$, определим по уравнению (99) требующуюся ширину клиновых поверхностей:

$$B = \frac{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{V \cdot P' \cdot H^{1,2} \cdot (0,1 \cdot 0)^{2,6}}}{V \cdot L^{1,2} \cdot i} = \frac{4,7 \cdot \sqrt[1,25]{0,003 \cdot 1000 \cdot 0,000006^{1,2} \cdot 6,3^{2,6}}}{5,6 \cdot 0,014^{1,2} \cdot 0,26},$$

т. е.

$$B = \frac{80}{254} = 0,315 \text{ м (против } B = 0,6 \text{ по предположению).}$$

Намеченная поверхность упорного кольца была, следовательно, слишком велика, так что для получения благоприятных условий трения ширина упорного кольца должна быть уменьшена. Определив новое значение B , устанавливаем окончательно температуру смазочного слоя по уравнению (116) и получаем, оперируя уже вычисленными отчасти цифрами и уменьшенным $V = 4,7$ м/сек:

$$\begin{aligned} [0,1 \cdot 0 \cdot (0 - \theta_1)]^{1,3} &= \frac{476 + \sqrt{640 \cdot 1000 \cdot 4,7^3 \cdot 0,315 \cdot 0,26}}{2,73} = \frac{476 + \sqrt{5400\,000}}{2,73} = \\ &= \frac{476 + 2320}{2,73} = \frac{2796}{2,73} = 1020. \end{aligned}$$

Этому значению соответствует по табл. 16 температура смазочного слоя $\theta = 53^\circ \text{Ц}$.

По этим данным нужно теперь только проконтролировать толщину смазочного слоя, так как θ и V изменились, именно в обратном отношении к H .

По уравнению (95) будем иметь:

$$H = \sqrt[1.2]{\frac{B \cdot L^{1.2} \cdot V \cdot i}{4.7 \sqrt[1.25]{\varepsilon \cdot P' \cdot (0.1 \cdot \theta)^{2.6}}}} = \sqrt[1.2]{\frac{0.315 \cdot 0.014^{1.2} \cdot 4.7 \cdot 0.26}{4.7 \sqrt[1.25]{0.003 \cdot 1000 \cdot 5.3^{2.6}}}} = \sqrt[1.2]{\frac{0.404}{594\,000}} =$$

$$= \frac{1}{\sqrt[1.2]{1\,470\,000}} = \frac{1}{137\,000} = 0.0000073 \text{ м.}$$

Следовательно, толщина смазочного слоя по сравнению с первоначальным предположением повысилась с 0,006 до 0,0073.

Ширина упорного кольца составляет таким образом:

$$B_1 = B : j = B : 15 = 0.315 : 15 = 0.021 \text{ м.}$$

или

$$B_1'' = 21 \text{ мм.}$$

Внешний диаметр упорного кольца будет:

$$D_a = D_1 + 2 \cdot B_1 = 0.033 + 2 \cdot 0.021 = 0.038 + 0.042 = 0.13 \text{ м.}$$

или 130 мм.

Пример 41

Даны: P' ; d ; $(l:d)$; P ; n ; θ ; i . Найти: L ; B ; B_1 ; ε ; H и θ искусственного охлаждения. Для скоростного парохода, работающего в канале, нужно рассчитать упорный подшипник винтового вала для $P' = 15\,000$ кг при $n = 177$. Поперечная часть подшипника получает размеры по валу винта, а именно $d'' = 260$ мм при $l:d = 1$ и несет нагрузку $P = 1000$ кг. Какие размеры и клиновой подсым должен получить продольный подшипник для $\theta_1 = 25^\circ \text{ Ц}$ и машинного масла с вязкостью 8 по Энгелеру при 50° Ц ?

Характеристика масла составляет, согласно заданию, $i_a = 0.35$ и коэффициент лучеиспускания по табл. 12 приблизительно $A' = 1.5$.

И в этом случае сначала принимаем нормальный (или наибольший допустимый) размер для продольного подшипника, а именно:

$$D_1 = 1.1 \cdot d = 1.1 \cdot 0.26 = 0.286 \text{ м}$$

$$D_a = 2.1 \cdot d = 2.1 \cdot 0.26 = 0.545 \text{ „}$$

$$B_1 = 0.5 \cdot d = 0.5 \cdot 0.26 = 0.13 \text{ „}$$

$$B = 15 \cdot B_1 = 15 \cdot 0.13 = 1.95 \text{ „}$$

$$L = 0.168 \cdot d = 0.168 \cdot 0.26 \approx 0.045 \text{ м}$$

$$V = 0.088 \cdot n \cdot d = 0.088 \cdot 177 \cdot 0.26 = 4.05 \text{ м/сек.}$$

При этих значениях по уравнению (115) имеем:

$$[0.1 \cdot \theta \cdot (\theta - \theta_1)]^{1.3} = \frac{\sqrt[0.3]{0.3 \cdot P \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot (l:d) \cdot i} + \sqrt[640]{P' \cdot V^4 \cdot B \cdot i}}{53.2 \cdot A' \cdot d^2 \cdot (l:d)}$$

$$= \frac{\sqrt[0.3]{0.3 \cdot 1000 \cdot 177^3 \cdot 0.26^4 \cdot 0.35} + \sqrt[640]{15\,000 \cdot 4.05^3 \cdot 1.95 \cdot 0.35}}{53.2 \cdot 1.5 \cdot 0.26^2} =$$

$$= \frac{\sqrt[2\,680\,000]{2\,680\,000} + \sqrt[432\,000\,000]{432\,000\,000}}{5.42} = \frac{1640 + 20800}{5.42},$$

т. е.

$$[0.1 \cdot \theta \cdot (\theta - \theta_1)]^{1.3} = \frac{22\,440}{5.42} = 4130.$$

Этому значению соответствует по табл. 16 температура смазочного слоя $\theta = 91^\circ \text{ Ц}$. Так как искусственное охлаждение неизбежно, то выбираем $\theta = 50^\circ \text{ Ц}$

и определяем при предположенных размерах, выбрав $\epsilon = 0,005$, необходимую толщину смазочного слоя по уравнению (96):

$$H_{0,005} = \sqrt[1,2]{\frac{14,8 \cdot V \cdot L^{1,2} \cdot B \cdot i}{P' \cdot (0,1 \cdot D)^{2,8}}} = \sqrt[1,2]{\frac{14,8 \cdot 4,05 \cdot 0,045^{1,2} \cdot 1,95 \cdot 0,35}{15\,000 \cdot 5^{2,8}}} = \\ = \sqrt[1,2]{\frac{4,11}{4\,100\,000}} = \frac{1}{\sqrt[1,2]{1\,000\,000}} = \frac{1}{100\,000} = 0,00001 \text{ м}$$

или $H'' = 0,01 \text{ мм}$, что обеспечивает достаточную надежность.

Примеры на вычисление потребности в масле при естественном и искусственном охлаждении приведены в главе 23.

27. Интересные случаи из практики

В заключение разберем еще несколько интересных случаев из практики смазочной техники, которые заимствованы отчасти из личного опыта автора, отчасти из сообщений третьих лиц.

Нагревание внешнего подшипника. Ниже приводим сообщение, полученное автором от одного опытного инженера-механика, который пишет следующее:

„У нашей машины внешний подшипник, испытывающий нагрузку приблизительно в 9 кг/см^2 , работает всегда очень горячим. Я открыл подшипник, удалив крышку и внешний вкладыш, и опять пустил машину в ход. Оказалось, что цапфа работает почти сухая; только там, где глубокие крестообразные канавки упирались в нижний вкладыш, образовались узкие масляные опухоли, которые вращались вместе с цапфой. Следовательно, масло, доставляемое через смазочные канавки, не принимало участия в смазке.

Я предложил вынуть нижний вкладыш, запаять крестообразные канавки на стороне выхода и снабдить вкладыш на набегающей стороне широким масляным карманом. После указанной переделки вкладыша машина была пущена в ход приблизительно с 30 об/мин. Цапфа была при этом еще сухая, но масляной опухоли на ней уже не было видно. С увеличением числа оборотов начал становиться все заметнее коричневый слой масла, распределившийся по всей цапфе и при полном числе оборотов коленчатого вала в конце концов этот слой масла принял такую толщину, что поверхность цапфы перестала просвечивать. Это был блестящий успех, которым я обязан новому взгляду в смазочной технике по вашим ценным указаниям“.

Как мы видим из этого сообщения, вредное действие смазочных канавок, проявившееся в нагревании подшипника, удалось простым запаиванием их концов понизить настолько, что стала достижима полная смазка.

Стук в подшипнике коленчатого вала. Не менее интересное сообщение было получено от того же корреспондента:

„Несколько дней тому назад я опять имел случай применить принцип смазки силою клина, именно на одноцилиндровой паровой машине, работающей с конденсацией пара, у которой подшипник коленчатого вала часто стучал и нагревался.

На этот раз я пошел дальше, и не долго думая, предложил запаять смазочные канавки и сделать впускные карманы с плавным скосом

только у линии разреза подшипника. Результат был поразительный: подшипник не стал больше нагреваться и прежний стук при перемене давления прекратился.

„После этого и дальнейших успехов (я, между прочим, установил подшипник коленчатого вала согласно вашим указаниям), у нас отказались, наконец, от защиты „старых, добрых“ смазочных канавок“.

Из приведенного сообщения мы можем видеть, что разумная конструкция вкладыша усиливает смазочный слой, ибо понижается не только коэффициент трения, а вместе с тем и рабочая температура, но имеет место также и устранение стука во время перемены давления.

Износ ползуна крейцкопфа. Чугунный ползун сильно нагруженного крейцкопфа, поработав некоторое время, показал значительный износ, так что скоро вследствие создавшегося зазора стал появляться стук в мертвой точке хода поршня. Это явление в связи с возрастающей опасностью нагревания грозило машине остановкой и было необходимо устранить недостатки.

Так как салазки также подверглись износу, хотя до заедания пока еще не дошло, то технический руководитель предприятия решил, что удельное давление слишком велико и посоветовал сделать на ползуне заливку из белого металла. Однако внимательное исследование показало, что этого не требовалось.

Чтобы сократить расходы и потерю времени, решили, по предложению автора, снабдить ползун крейцкопфа спереди и сзади скатами клинообразной формы.

Получился весьма благоприятный результат. Крейцкопф стал работать спокойно, и судя по тому слою масла на салазках, который был виден, работа происходила без износа. Сделанные клиновые поверхности, очевидно, содействовали набеганию опорного ползуна на смазочный слой и тем самым давали динамическое плавание.

Нужно, конечно, признать, что при жестком соединении крейцкопфа с поршневым штоком трудно поддерживать в течение долгого периода времени параллельность скользящих поверхностей и поэтому надо считаться с тем обстоятельством, что при постепенном срабатывании поршня передний край ползуна будет все более и более отходить от салазок, пока в конце-концов не наступит полужидкостное трение, а вместе с ним и износ. Устранить это можно было бы только путем применения подвижного ползуна крейцкопфа, а в этом отношении имеется целый ряд более или менее совершенно разработанных конструктивных решений.

Во всяком случае на этом примере можно видеть, что при соответствующем выполнении ползуна крейцкопфа белый металл излишен.

Ложные смазочные канавки. В Zentralblatt der Hütten und Walzwerke O. G. Styrie сообщает следующий интересный случай:

„Передний подшипник сильно нагруженного вентилятора, несмотря на тщательный уход, начинал нагреваться вскоре после пуска в ход. Переливка белого металла не устранила этого недостатка, хотя пришабравание было произведено с большой тщательностью. Испытание самого масла и проверка способа подвода его показали, что и здесь все было в порядке; смазочное кольцо подавало масло в достаточном количестве. Вкладыш был вновь вынут, залит новым металлом и снабжен на этот раз продольной канавкой в месте стыка, в то время как

бывшие до сих пор диагональные канавки были залиты. Этот новый подшипник работает теперь уже восемь месяцев в непрерывной эксплуатации без всяких остановок“.

И этот пример показывает, как можно достигнуть замечательных результатов с помощью простых средств.

Сработавшийся вертикальный подшипник. Подшипник сквозного вертикального вала центробежной машины с большим числом оборотов, который испытывал постоянные упругие деформации под влиянием односторонней центробежной силы, состоял из целого вкладыша значительной длины, залитого белым металлом; подшипник был установлен, как обычно, жестко и получал смазку из капельной масленки через канал, просверленный внутри вала.

Во время работы было замечено дрожание подшипника, температура его значительно повышалась и, наконец, подшипник при определенном износе начал стучать. Заведующий технической частью подумал сначала, что налицо только недостаточная смазка и предложил увеличить количество и без того многочисленных смазочных канавок в подшипнике. Положение, однако, только ухудшилось и износ стал происходить быстрее, так что пришлось возобновлять заливку из белого металла через короткие промежутки времени.

Чтобы как можно реже производить заливку из белого металла, вкладыш подшипника был прорезан щелями, чтобы иметь возможность при износе в определенных границах регулировать подшипник. Это мероприятие создало, однако, вместо ожидаемого улучшения дальнейшего ухудшение, так что надо было принимать другие меры.

Автор, вызванный для консультации, установил необходимость следующих изменений:

Для устранения жестких толчков, происходящих при быстрой перемене направления движения, была установлена смазка под давлением, вместе с чем были приняты меры к достаточному отводу теплоты. Подвод масла был осуществлен при помощи кольцевой канавки в середине подшипника, от которой шли в оба конца достаточной длины поперечные канавки для масла, поступающего под давлением. Смазочные канавки какого бы то ни было рода были, само собой понятно, устранены.

Кроме того, учитывая значительную длину подшипника, было предложено для устранения деформации вала заменить существующий вкладыш новым, самоустанавливающимся. Последний был также целым, но шарообразной формы, так что вал мог свободно устанавливаться во все стороны, не имея, собственно говоря, игры. Вал был тщательно пришлифован и новый подшипник рассверлен с допуском на свободный ход.

После пуска в ход подшипник работал без осложнений, что подтверждало правильность предпринятых мероприятий: подшипник не нагревался, работал спокойно без сотрясений и наблюдавшееся раньше изнашивание исчезло.

Сотрясение подшипников у турбины. Относительно вполне установленного влияния зазора на спокойную работу подшипников паровой турбины можно найти в технической литературе явно противоречивые данные. Как известно, практическими опытами вполне твердо установлено, что увеличением зазора можно добиться почти полного

исчезновения дрожания вала турбодинамы. Этот факт вполне согласуется с современной теорией подшипника.

Если представить себе отсутствие динамического равновесия, происходящее из-за упругой деформации вала, то станет понятным, что влияние на подшипник динамической неуравновешенности будет возрастать вместе со скоростью вращения вала пропорционально увеличению радиально направленных сил. В те моменты, когда эта центробежная сила будет действовать вертикально и, следовательно, будет совпадать с силой тяжести ротора, будет увеличиваться статическое давление в подшипнике. В те же моменты, когда направление центробежной силы будет противоположно действию силы тяжести, будет происходить разгрузка подшипника и, следовательно, уменьшение удельного давления. В результате нагрузка подшипника будет таким образом изменяться между максимумом и минимумом за тот интервал времени, который нужен для одного оборота, а также будет изменяться и направление нагрузки. По этой причине происходят ритмические колебания вала, которые благодаря резонансу могут увеличиваться еще больше*.

В действительности эти колебания вала будут осуществляться не полностью, так как промежутки времени, в течение которых они совершаются, слишком незначительны. Последствия игры сил более заметны, чем воспринимаемые от смазочного слоя сотрясения. Последние передаются на все подшипники и на всю раму тем сильнее, чем жестче их поглощение; другими словами, подшипник реагирует на ударные изменения нагрузки тем сильнее, чем незначительнее зазор, так как вытеснение смазочного слоя в таких случаях происходит слабее и медленнее. Вследствие этого сотрясение при очень незначительном зазоре будет передаваться на подшипник почти с непоглощенной жесткостью, что, согласно упомянутым опытам, вызывает более или менее сильную вибрацию всех соседних частей.

Вследствие же резонанса может наступить и дальнейшее ухудшение.

Автор в этом отношении придерживается той точки зрения, что сотрясения будут появляться тем заметнее, чем непосредственнее передается действие сил, возникающих от вращающихся частей, на опору подшипника и чем сильнее будут прогибы вала. Поэтому вал, покоящийся на шариковых подшипниках, должен при большом числе оборотов испытывать более жесткие сотрясения, чем вал, покоящийся на правильно выполненных скользящих подшипниках.

Чем больше зазор, тем легче вытесняется смазочный слой при внезапном возрастании нагрузки, тем действительнее, следовательно, поглощение, в случае если смазка, вытесненная при ударе, быстро возмещается, т. е. поступает под таким давлением, что не может создаться местного недостатка смазочного материала (кавитации).

Наименьшего колебания нужно ожидать поэтому или при достаточном зазоре и, достаточном давлении масла или при небольшом зазоре и пружинящем закреплении вкладыша. Конечно, нужно при-

* Прогиб вала в подшипнике, направление которого во время одного оборота постоянно меняется, влечет за собой повышение давления по краям, так как подшипник не может автоматически приспособляться к такому быстрому ритмическому движению, по крайней мере при шаровой опоре.

нять во внимание, что результаты в сильной степени зависят от величины действующей центробежной силы: если центробежная сила велика, то в некоторых случаях нормального масляного давления недостаточно для поглощения сотрясений при обычно довольно большом зазоре. В таких случаях бывают принуждены уменьшать зазор, чтобы избежать прорывов масляного слоя и вместе с тем сильных сотрясений, если масляное давление не может быть безопасно повышено.

Поэтому нужно очень осторожно относиться к сообщениям о благоприятных результатах, получающихся вследствие уменьшения зазора, так как без точной информации о всех попутных обстоятельствах действительная причина достигнутого улучшения не может быть окончательно установлена и во всяком случае не может быть целиком отнесена за счет уменьшения зазора. Так, например, во многих случаях, несмотря на правильный зазор, замечается сильное сотрясение, которое исчезает только после того, как повышается давление масла и этим устраняется образование пустот. Если бы вместо этого зазор был уменьшен, причем первоначальное масляное давление оказалось бы достаточным и не пришлось бы увеличивать жесткости поглощения, то без сомнения создалось бы впечатление, что уменьшение сотрясения достигнуто только благодаря уменьшению зазора.

Изложенный выше взгляд позволяет довольно удовлетворительно объяснить наблюдавшиеся до сих пор явления у турбинных и генераторных подшипников и в то же время дает основание предполагать, что при большой динамической неуравновешенности очень маленький зазор не позволяет ожидать работы подшипника без сотрясений.

Греющийся масляный зубчатый насос. Довольно большой зубчатый масляный насос обыкновенной конструкции должен был работать при 20 атм противодавления. До 15 атм не замечалось никаких ненормальностей, а при 20 атм давления в нагнетательной линии через некоторый промежуток времени наблюдалось регулярное нагревание, так что необходимо было принимать какие-то предупредительные меры.

Зубчатые колеса находились на сквозном валу, цапфы которого работали в бронзовых втулках. Удельное давление составляло приблизительно 33 кг/см^2 при 600 об/мин.

Проверка конструктивных и рабочих условий дала следующее.

Втулки подшипника были выполнены с зазором приблизительно в 0,1 мм при диаметре в 50 мм и, следовательно, для данных условий зазор был слишком велик. Однако меньший зазор нельзя было сделать, так как существовало опасение, что вследствие прогиба вала цапфы будут зажиматься. Это указало на необходимость сделать втулку подшипника подвижной, т. е. самоустанавливающейся, и уменьшить потом зазор до допуска на свободный ход. Зажемление не наступило; небольшой зазор дал возможность создать жидкостное трение, и насос мог, не нагреваясь, работать продолжительное время с 20 атм давления в нагнетательной линии.

Этот пример еще раз подчеркивает большую практическую важность учета прогиба вала. Поддерживающей способности при довольно большом удельном давлении и разжиженном масле, очевидно, можно было достигнуть только благодаря небольшому зазору, а это требо-

вале, для обезвреживания прогиба вала, самоустанавливающихся втулок для подшипников. Без этой меры все старания остались бы напрасными, так как длительной благоприятной работы другим путем достигнуть нельзя.

Необычный износ поршня. У паровой машины с противодавлением мощностью свыше 100 л. с., установленной на сахарном заводе, спустя некоторое время после пуска ее в ход, обнаружился очень сильный износ поршневых колец и поршня. Изменение нажимного усилия поршневых колец, материала их и замена цилиндрического масла другим не дало никаких результатов, так что в конце-концов был произведен анализ питательной воды. Так как этот анализ не установил ничего необыкновенного, а способ подачи масла был признан безупречным, то в конце-концов решили произвести подробный анализ нагара, полученного от цилиндрического масла.

Это исследование обнаружило, что нагар содержал не только свежие частицы железа, но также много частиц окиси железа; среди нерастертых частиц встречались также чешуйки железной ржавчины. Результаты анализа заставили обратить внимание на паропровод, в котором нашли громадное количество ржавчины и окалины, по беспечности не отбитой и не удаленной проволочными щетками, как это должно было делаться. Небрежность фирмы, установившей паропровод, повлекла за собой для машиностроительного завода значительные расходы по возмещению убытков, а владелец завода пострадал не менее вследствие больших расходов по заработной плате. После основательной очистки паропровода ненормального износа поршневых колец больше не повторялось.

Нагревание подшипника циркульной пилы. Подшипник быстровращающейся циркульной пилы для горячего железа, который по словам технического отдела долгое время работал нормально, пришлось снять вследствие того, что он стал греться. Вкладыши были вынуты, очищены и тщательно обработаны, вместе с тем сменили масло, взяв свежее такой же вязкости.

Пилу после этого опять пустили в работу, но должны были вскоре снова остановить из-за нагрева подшипника; причина неполадок была, следовательно, еще не устранена.

Когда вновь разобрали подшипник, то бросилось в глаза, что диск циркульной пилы при вращении его от руки после расцепления от привода останавливался в одном и том же положении; следовательно, отсутствовало равновесие пилы. Расследование установило, что нагревание подшипника стало замечаться только с момента установки нового диска, и это обстоятельство заставило вынуть вал и тщательно исследовать его вместе с диском; при этом была обнаружена очень значительная неуравновешенность диска, которая вызывалась его неодинаковой толщиной. Диск был заменен другим, более равномерной толщины, и вал опять был поставлен на место. Пила работала безостановочно, и подшипник не обнаруживал склонности к нагреванию.

Так как диск имел значительный диаметр, то при большом числе оборотов одностороннее влияние большой центробежной силы вызывало такой прогиб вала, что при сравнительно длинном, неподвижном вкладыше создавалось значительное давление по его краям, которое и давало нагрев.

Износ скользящего кольца. Бронзовое скользящее кольцо, предназначенное для приведения в действие пластинчатого сцепления заграничного грузового автомобиля и предохранявшее сцепление от соприкосновения с чугунным рессорным диском, в короткое время изнашивалось настолько, что чугунный диск в несколько недель совершенно сработался. Подвод смазочного материала производился из полого скользящего кольца при помощи замкнутой эксцентричной смазочной канавки.

Так как дело шло о серийной детали, то было желательно как можно скорее устранить этот недостаток. По предложению автора замкнутая смазочная канавка в направлении движения была заменена тремя радиальными плоскими смазочными карманами клиновидной формы с плавными закруглениями. Вместе с тем было совершенно удалено промежуточное бронзовое кольцо, употреблявшееся до сих пор, так что скользящее кольцо, в котором на месте подвода масла была также сделана клинообразная выемка, работало непосредственно по чугунному рессорному диску сцепления.

В результате благодаря этому простому конструктивному изменению чисто обработанные поверхности скольжения, прижатые друг к другу с относительно небольшим удельным давлением, стали работать с жидкостным или почти жидкостным, трением, и износ ни той, ни другой поверхности скольжения при правильной смазке практически больше не проявлялся. Фиг. 17 показывает прежнее, а фиг. 16 новое выполнение поверхности скольжения кольца, в обоих случаях после шестинедельной работы.

Устраненный избыток масла. В вертикальной судовой машине простого действия, совершенно закрытой, со ступенчатообразным расположением паровых и направляющих поршней, имели место потери по окружности последних в выхлопное пространство за каждую поездку от 30 до 50 л смазочного масла, откуда оно попадало в поверхностный конденсатор и затем с конденсатом обратно в котел. Так как такое положение грозило опасностью, то нужно было позаботиться о немедленном устранении его.

Путем подсчета автор установил, что то количество масла, которое было весьма значительно для загрязнения котла, было отнюдь невелико как расход смазочного материала, если обратить внимание на величину его для каждого отдельного цилиндра. Количество масла, подаваемого каждым ступенчатым поршнем за один оборот машины, выражалось в долях миллиграмма. То обстоятельство, что надо было воспрепятствовать снятию чрезвычайно незначительного количества масла, натолкнуло на мысль сделать по одному кольцу на нижнем конце каждого направляющего поршня, которые снимали бы масло. Эти кольца имели в основном форму нормального самопружинящего кольца, но в верхней своей половине были слегка скошены в виде боченка, так что при ходе вверх кольцо набегало на смазочный слой и при этом чуть-чуть сжималось, уменьшаясь в диаметре на очень незначительную величину. При ходе вниз кольцо своим острым нижним краем снимало со стенок цилиндра слой масла и заставляло его стекать обратно в картер.

После изготовления такого срезающего кольца, которое и у двигателей внутреннего сгорания оказалось пригодным для предотвращения

слишком большого избытка масла, наблюдавшийся до сих пор ненормальный расход масла и попадание масла в котел исчезли.

Греющийся осевой подшипник. Для локомотива нового типа со стороны заказчика была обусловлена конструкция осевого подшипника обычной устарелой системы, так что фирма, выполнявшая заказ, усомнилась в пригодности его для тех повышенных требований, которые были поставлены. Подшипник с заливкой из белого металла, у которого сверху посередине была оставлена некоторая часть из бронзы, был снабжен глубокой продольной канавкой, по которой должно было проходить подводимое масло. Число оборотов и нагрузка были указаны заказчиком. При пуске в ход, однако, выяснилось, что подшипник работает неудовлетворительно и уже через полчаса после начала работы он нагрелся. Такой результат повторялся неизменно, несмотря на то, что подшипник подвергался неоднократной тщательной обработке. Наконец заказчик убедился, что этим путем нельзя получить работоспособного при данных условиях подшипника.

По предложению автора средняя долевая канавка в верхней части подшипника была заменена продольными канавками недалеко от нижнего рабочего конца подшипника. Эти продольные канавки, подводящие масло, имели плавное закругление и для каждой был устроен особый маслоподводящий канал. Уже при первом испытании вышло преимущество этой конструкции в том, что подшипник не грелся не только в установившемся рабочем состоянии, но даже при возрастающей нагрузке и при повышении числа оборотов. Устройство первоначального и улучшенного подшипника показано на фиг. 13 и 14.

Ненормальный износ цапфы. У одной вертикальной совершенно закрытой капсульной паровой машины простого действия после нескольких недель работы был обнаружен износ цапфы свыше 1 мм. В работе этот износ не вызывал никаких последствий, так как перемены давления в машине не происходило и большой зазор не вызывал таким образом ударов цапфы о подшипник.

Причину износа не могли установить, так как налицо был и хороший материал и тщательная работа, а удельное давление не превышало нормальных значений. Поэтому подшипник был вновь залит наилучшим белым металлом, цапфа самым тщательным образом обработана и вся машина заботливо перебрана. Проработав после этого сравнительно короткий промежуток времени, машина дала такой же износ цапфы и подшипника, как и раньше.

Детальное расследование случая привело к чрезвычайно простому его объяснению.

Обслуживающий персонал, приученный годами к пользованию капельными масленками, не подумал о том, что при смазке под давлением масло совершает постоянный кругооборот и что все посторонние примеси, поскольку они появились в масле, также непрерывно циркулируют и каждый раз подводятся к подшипнику. Поэтому при переборке машины забыли обновить масло и выкачать его без остатка из всех трубопроводов и частей картера. Та грязь, которая образовалась в течение первого периода работы, захватывалась поэтому масляным насосом и накачивалась в подшипник, где

и совершала свою разрушительную работу. В этом заключалась причина дальнейшего износа.

Первоначальный износ имел в основном ту же причину: установка для подачи смазки под давлением была выполнена без фильтра; картер машины, в который стекало масло, выдавливаемое и выбрызгиваемое из подшипников, состоял из многоребристых чугуновых отливок, у которых внешние углы и впадины, даже при тщательной очистке, очень легко могли содержать остатки песка и грязи, посторонние примеси могли также остаться в картере при монтаже, ибо рабочие, влезая в картер в сапогах через большие входные отверстия (лазы), не соблюдали необходимой осторожности. Таким образом много посторонних веществ могло быть увлечено маслом и попасть в подшипник. А как только износ начался, частицы сработавшегося металла, которые циркулировали с маслом, быстро двинули вперед работу разрушения.

Установкой в масляном напорном трубопроводе двойного суконного фильтра с полным обновлением всех цапф и подшипников была обеспечена правильность их работы; само собой разумеется, что все части машины и весь трубопровод были основательно промыты керосином и запас масла был обновлен после тщательной очистки масляного резервуара. Если бы масляный фильтр был установлен с самого начала, то были бы избегнуты всякие недоразумения и расходы составили лишь небольшой процент от тех издержек, которых потребовали повторная работа по переборке машины и простой производства.

Подобный опыт был проделан машиностроительным заводом Атлас в Берлине, который снабжает каждую свою машину „Роланд“ (совершенно закрытая быстроходная паровая машина, работающая преимущественно на освещение) вплоть до самых маленьких размеров двойными суконными фильтрами, переключаемыми во время работы главным образом только для того, чтобы воспрепятствовать износу цапф. Это мероприятие следует настоятельно рекомендовать как достойное подражания.

Подпятник, работающий силой жидкого клина. Вертикальный быстровращающийся вал центрифуги с 3000 кг осевой нагрузки должен был опираться нижним концом на надежный подпятник. Применение обычного гребенчатого подшипника или обычного подпятника из-за слишком большого удельного давления было заранее обречено на неудачу, так как такой подшипник, несмотря на твердость материала, как показывает опыт, быстро изнашивается и потому не обладает достаточной надежностью в работе. Поэтому единственно возможным разрешением явилось применение подпятника с подачей масла под давлением в 15–20 ат.

На случай порчи насоса рабочие поверхности подпятника, безопасности ради, были выполнены клинообразной формы, хотя вначале сомневались, сможет ли такой подпятник, со сравнительно незначительной рабочей поверхностью выдержать высокое удельное давление при полном числе оборотов ($n=700$), хотя бы в течение нескольких минут, без подачи масла под давлением. Поэтому подпятник, выполненный по указаниям автора с четырьмя довольно узкими клиновыми поверхностями, был принят с большим недове-

рием; ожидали, что подпятник будет задран в течение нескольких секунд.

К сожалению, вследствие отсутствия специальных измерительных приборов клиновой подъем был выполнен слишком большим, так что можно было сомневаться, будет ли подпятник обладать достаточной поддерживающей способностью. Тем не менее, машина была пущена в работу и тотчас же переведена на полное число оборотов. Производственники ожидали с часами в руках „разрушения“ подшипника; но их ожидания были напрасны: машина работала безостановочно и притом с чрезвычайно незначительным расходом энергии, так как никаких помех, несмотря на неблагоприятные условия, не было.

После трехлетней работы, во время которой безопасность подпятника неоднократно проверялась на холостом ходу машины и подпятник был признан надежным, решились и в регулярной продолжительной работе отказаться от высокого давления масла. С этого времени центрифуга работает без малейших неисправностей с подачей масла под избыточным давлением в 1 ат.

Своеобразная графитовая смазка. Следующий особый случай представляет интерес не столько с технической точки зрения, сколько из-за своей оригинальности.

У рыболовного парохода, совершавшего пробный рейс, по неизвестной причине нагрелся звездообразный подшипник кормовой втулки. Нагрев был большой, так как повреждение обнаружили слишком поздно. Машина была тотчас переведена на тихий ход, однако, подшипник еще долгое время оставался настолько горячим, что подводимое машинное масло сразу же закипало и испарялось. При таких обстоятельствах появилось опасение, что пароход не сможет дойти до ближайшей гавани.

По предложению автора подшипнику (при малом числе оборотов вала) дали такое количество концентрированного ойлдага, сколько он только мог принять. Этот препарат коллоидального графита не разбрызгивался, очевидно, потому, что ойлдаг образовал с минеральным маслом смесь с высокой температурой кипения.

Через несколько часов подшипник настолько охладился, что решились мало-по-малу увеличить число оборотов. Это не повлекло за собой никаких осложнений и через несколько часов, к общему удивлению, вал мог делать полное число оборотов и судно пошло полным ходом. Пробная поездка окончилась без всяких осложнений.

Так как многочасовой рейс с высокой нагрузкой не вызвал ненормального нагревания, то признали, что подшипник приработался и решились пустить судно в море.

Два рейса прошли без всяких недоразумений с подшипником, и когда пароход был поставлен в док для возобновления окраски подводной части, то сняли вал, чтобы осмотреть состояние кормового подшипника. Картина при этом была настолько поразительна, что первому сообщению пароходного персонала не хотели верить: втулка подшипника оказалась расколовшейся на несколько кусков, которые плотно приварились к валу, внешняя же оболочка втулки оказалась чисто пришлифованной; таким образом в сущности работал не вал во втулке подшипника, а сварившаяся с валом в одно

целое втулка, вращавшаяся в дейдвуде, которая и играла роль втулки подшипника (1).

Хотя здесь, по всей вероятности, оказали влияние особенно благоприятные обстоятельства, все-таки можно сделать вывод, что коллоидальный графит при нагревании подшипника даже в самых тяжелых случаях оказывает превосходную службу благодаря своей способности сглаживать неровности трущихся поверхностей.

Несоответствующее моторное масло. У стационарного двигателя внутреннего сгорания обнаружился сравнительно быстрый износ поршневых колец и верхней части цилиндра. Так как засасываемый воздух был безупречен, то казалось наиболее правильным искать причину износа в смазочном масле. Лабораторные исследования показали, что употреблявшееся моторное масло содержало в себе свыше 0,3% золы. Зола, оставшаяся в цилиндре после сгорания смазочного масла, содержала в себе шлифующие части, которые, несомненно, прежде всего вызывали износ поршневых колец. Образовавшийся при этом шлам подпирал потом немного и цилиндр. В результате получался все более и более увеличивающийся износ.

После смены поршневых колец и применения рафинированной смазки с содержанием золы не свыше 0,02% увеличения износа больше не наблюдалось, хотя цилиндр был уже не безупречен и должен был снова прирабатываться.

Неустойчивый вал шлифовального станка. Вал прецизионного шлифовального станка для шлифования нарезных стержневых калибров был снабжен обычным длинным подшипником с прорезом относительно малого диаметра, как это принято в обычных конструкциях шлифовальных станков. На одном конце вала была насажена головка с шлифовальной шайбой, другой же конец вала покоился на втором подшипнике; вал приводился в движение тонким ремнем, идущим сверху вниз. Ось вала, а также и шлифовальной шайбы, поддерживалась посредством горизонтальной связи у переднего подшипника и прижимной пружиной, укрепленной позади второго подшипника; давление, создающееся в процессе шлифования, действовало на шайбу горизонтально.

Той точности, которая требовалась для прецизионности изготавливаемых нарезных стержневых калибров, по крайней мере в 0,002 мм в диаметре и в нарезке боковой части, при таком устройстве не достигалось; неточность получалась всегда значительно большая и притом разница как в диаметре отдельных ходов нарезки, так и в их боковых интервалах была неравномерна. К тому же, обнаружилось, что при требуемом числе оборотов $n = 2500$ уже вскоре после начала работы наступила заперсцовка вала в подшипнике. Это явление нельзя было устранить увеличением зазора, так как неточности становились тогда совершенно недопустимыми.

Автор, исследовав условия работы станка, нашел, что вал недостаточно точно работал в осевом направлении и что он радиально находился, так сказать, в неустойчивом равновесии, ибо самое незначительное изменение нагрузки (например при перебивке приводного ремня или вследствие даже незначительного изменения давления шлифовки) тотчас вызывало изменения положения вала, а вместе с этим радиальные неточности.

Причиной этого изменения в положении вала было влияние нескольких моментов. Во-первых, неблагоприятным было то обстоятельство, что направление ременной передачи было прямо противоположно направлению веса шпинделя, так что малейший толчок в приводе, легко воспринимаясь, воздействовал на вал. Кроме того, неблагоприятен был тот факт, что давление шлифовки имело направление, перпендикулярное к ременной передаче. В переднем подшипнике нагрузка (вес тяжелой шлифовальной головки) действовала сверху вниз, а в заднем подшипнике — снизу вверх. Нагрузка шлифовальной шайбы создавала, таким образом, противоположные перемещения вала в переднем и заднем подшипниках, вследствие чего точность шлифовальной работы должна была значительно страдать. Особенно неблагоприятно действовало при этом еще то обстоятельство, что втулки подшипников в местах их разрезов были не круглые и поэтому уже заранее нельзя было ожидать устойчивого положения вала.

По предложению автора для станка изготовили новый, более усиленный вал из закаленной стали с полированными рабочими поверхностями цапф и укороченными, неразрезными втулками подшипников с заливкой из белого металла и с незначительным зазором. Перевес, вызывавшийся тяжелой шлифовальной головкой, был уравновешен посредством насадки на другом конце вала головки такого же веса; натяжение ремня снизу вверх было совсем устранено — вал стал приводиться в движение при помощи особого захвата в виде полого вала. Укрепляющие вал шайбы были снабжены плоскими радиальными клиновыми канавками, чем была обеспечена наибольшая достижимая равномерность толщины смазочного слоя в этом месте.

Чтобы уменьшить по возможности зазор, шпиндель внутри был высверлен и снабжен водяным охлаждением. Это мероприятие не вызывало никакого осложнения ввиду того, что и без этого охлаждение водой при шлифовании было предусмотрено. Охлаждение же шпинделя препятствовало увеличению его длины во время работы.

После того как указанными мероприятиями было устранено неустойчивое положение шлифовального шпинделя, а конструкция подшипника и условия смазки были поставлены на здоровое основание, станок стал работать во всех отношениях безупречно: была достигнута требующаяся точность шлифовальной работы и никаких заеданий или нагревания шлифовального шпинделя больше уже не наблюдалось. Этот случай можно рассматривать как убедительное практическое доказательство правильности применения гидродинамических законов, дающих поразительные результаты даже у самых капризных прецизионных станков, что до сих пор оспаривалось некоторыми специалистами.

Непонятный расход смазки осевыми подшипниками. У нового серийного локомотива во время его эксплуатации обнаружилось непонятно большое потребление смазки его осевыми подшипниками. Оси, снабженные снизу подушечной смазкой, а сверху так называемой „надежной смазкой“, оказывались уже после сравнительно небольших пробегов без запаса нижней смазки. Наблюдавшееся необыкновенное потребление смазки нельзя было объяснить даже высокими скоростями локомотива.

Автор, приглашенный на консультацию, ознакомившись с конструкцией по чертежу, установил без затруднений, что масло систематически выкачивалось из подшипника таким образом, что об этом трудно было догадаться: смазка, подававшаяся смазочной подушкой, поднималась по клиновой щели между цапфой вкладышем и накачивалась таким путем через канал с фитилем верхней смазки в масляный резервуар, устроенный в чугунной отливке подшипника. Вследствие того, что при этом длительно происходило переполнение верхнего резервуара, главный смазочный резервуар быстро опорожнялся, чем и объяснялось непонятное на первый взгляд большое потребление смазки.

Так как дополнительная фитильная смазка в данном случае создавала между набегающим краем и верхушкой подшипника очевидную опасность, то по предложению автора продольные канавки, имевшиеся на рабочей поверхности подшипника, были запаяны. С тех пор потребление смазки стало очень экономным, причем эксплуатационная надежность совершенно не требовала увеличения смазки.

Неудачная смазка под давлением. Принципиально одинаковым с предыдущим случаем является случай, описание которого дано Гейссеном в *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen* (октябрь, 1917 стр. 281).

Подшипники паровой турбины, вал которой делал 2000 об/мин, были снабжены кольцевой смазкой. Из предосторожности приблизительно на 45° позади питательного желоба включили еще масляный нагнетательный трубопровод отдельного зубчатого насоса, чтобы работа была „вполне надежной“. К большому изумлению техперсонала оказалась, однако, что уровень масла в резервуаре кольцевого подшипника очень быстро понизился настолько, что кольцо перестало подавать масло.

Кольцо подводило масло обычным образом к набегающей стороне подшипника. Масло в клинообразном смазочном слое испытывало значительно большее давление и благодаря этому оно выдавливалось в смазочную канавку, к которой был присоединен трубопровод от зубчатого насоса. Давление в этом последнем было, конечно, меньше давления в том месте смазочного слоя подшипника, где к нему примыкал маслопровод.

Как и в предыдущем случае, добавочная смазка не только не поступала в подшипник, но создавала определенную опасность, так как не зубчатый насос подавал масло в подшипник, а цапфа выдавливала масло, подаваемое ею самою в маслопровод зубчатого насоса, преодолевая его напор, и прокачивала масло через насос внутрь его всасывающего резервуара, благодаря чему запас масла в резервуаре кольцевой смазки мог так скоро истощаться.

Самосмазывающийся подшипник охлаждающего водяного насоса. Смазка водяного насоса для охлаждения двигателя грузового автомобиля происходила ненормально: горячая циркулирующая вода проникала в смазочную втулку, которая примыкала к бронзовому вкладышу подшипника вала насоса, так что вода в конце концов начинала вытекать через смазочную втулку.

По предложению автора бронзовый подшипник был заменен подшипником с заливкой решетчатым металлом, причем существовавшие

до сих пор смазочные канавки были устранены. Так как решетчатый металл (глава 22), содержащий в себе графит, является, так сказать, самосмазывающим или может довольствоваться водяной смазкой, то можно было отказаться от применения густой смазки и вместе с тем, вследствие высокой степени скольжения металла, допустить такой малый зазор, который не пропускал бы воды.

Успешная переделка смазочного устройства. Один из старейших машиностроительных заводов в течение многих лет противился введению подачи смазки у паровых машин под давлением, пока, наконец, не был вынужден к этому одним из заказчиков: довольно большая паровая машина с противодавлением должна была быть снабжена смазкой при помощи насоса с 1 ат избыточного давления.

Из предосторожности производительность масляного насоса была утроена, трубопровод был выполнен в толщину большого пальца и, кроме того, был принят ряд мер предосторожности, чтобы „опасный эксперимент“ не мог принять неблагоприятного оборота. Наконец машина была готова и ради осторожности сначала была пущена на пробу. Результаты для строителей получились неожиданные: машина работала сразу же без всяких недоразумений и вполне бесшумно. После довольно продолжительной работы цапфы остались такими же светлыми, без следов износа, какими они были сразу после изготовления.

После этого первого и такого удачного опыта с переделкой способа смазки завод решил придерживаться и в будущем подачи смазки нагнетанием, так как убедился, что наряду с уменьшением размеров этот метод, кроме того, дешевле прежней циркуляционной смазки. Производительность масляного насоса была уменьшена до трех четвертей, маслопровод был выполнен значительно тоньше и многие меры предосторожности оказались излишними.

Дребезжание подшипника небольшого электромотора. У небольшого электромотора для шорной швейной машины с ременным приводом появилось при уменьшенной нагрузке ясно заметное дребезжание приводного подшипника. Так как установка была еще новая, то не могло быть и речи об износе и поэтому предположили, что, может быть, слишком велик зазор. Исследование автора показало, однако, что зазор был сделан совершенно точно и что дребезжание главным образом надо приписать нецелесообразному устройству подвода масла: втулка подшипника была настолько изрезана множеством канавок и отверстиями для фитиля, что от смазочного слоя совершенно нельзя было ожидать надлежащего действия. Благодаря этому значительно понизилась и гидродинамическая поддерживающая способность подшипника, так что при полной нагрузке, по всей вероятности, должно было наступить полужидкостное трение.

Когда мотор разгружался и оставалось легкое натяжение ремня вверх, то вал мотора скоро принимал концентрическое положение. Так как неуравновешенность у многооборотных маленьких моторов обыкновенной серийной конструкции проявляется сильнее, чем у больших моторов, то при концентрическом положении вала и очень слабом действии смазочного слоя достаточно центробежной силы для того, чтобы вызвать дребезжание. Изменение конструкции втулки подшипника, предложенное автором, дало уничтожение вибраций и повышен-

ную поддерживающую способность смазочного слоя, после этого и дребезжание в моторе не наблюдалось больше и на холостом ходу.

Борьба с износом коленчатого вала. У автомобильного карбюраторного двигателя стал заметен износ коленчатого вала, становившийся тем больше, чем сильнее смазочное масло разжижалось горючим, проникавшим в картер. В свою очередь, протекание горючего при неизменяющихся прочих условиях работы увеличивалось соответственно ухудшению испаряемости топлива и прогрессировало с утяжелением его. У карбюраторных двигателей, работающих на керосине или газойле, износ коленчатого вала происходит вследствие этого значительно быстрее.

После продолжительного наблюдения такого явления были применены соответствующие меры борьбы. Прежде всего была применена совершеннейшая фильтрация засасываемого воздуха через охлаждаемый воздушный фильтр, наполненный маслом для отделения от засасываемого воздуха тех посторонних частиц, которые могли бы оказать шлифующее действие; затем была введена непрерывная тщательная фильтрация главного потока масла для отделения от него наиболее грубых частей острого масляного нагара. Закаливанием рабочей поверхности цапфы на большом расстоянии добились уменьшения действия захватываемого масляного нагара и, наконец, было применено основное мероприятие — подогрев газовой смеси и засасываемого воздуха, а также повышение температуры охлаждающей воды.

Помимо этого способа борьбы с износом теперь можно использовать и те исследования, необходимость которых указывалась в статье автора: „Износ коленчатого вала от масла в работе двигателей внутреннего сгорания“²⁶ в отношении определения жесткости разных сортов масляного нагара. Результаты этих исследований, произведенных *Киропулосом*⁸², можно выразить так: смазочное масло надо выбирать такого рода, чтобы при неизбежном нагарообразовании (коксовании масла) образовывался возможно „мягкий“ масляный нагар.

Укороченный подшипник у электромотора. Случайная консультация на одном большом заводе электромоторов выдвинула вопрос о модернизации обычных до сих пор подшипников с кольцевой смазкой и необходимости создания совершенно новой конструкции. Хотя предложение заменить употреблявшиеся до сих пор длинные и жесткие подшипники более короткими подвижными вкладышами было мало приятным, однако, руководители завода были настроены оптимистически и согласились тотчас же сделать пробу и подвергнуть новую конструкцию подшипника строго обставленным испытаниям.

Результаты тщательных и продолжительных опытов в рабочей обстановке были для клиента неожиданными: средней величины мотор с самого начала работал безукоризненно без малейшего шума; температура подшипника, несмотря на более высокое удельное давление, была ниже, чем у прежних подшипников и, наконец, износа не было заметно даже после длительного периода работы, так как налицо было чистое жидкостное трение. Вследствие небольших потерь на трение не только увеличился механический к. п. д. машины, но было достигнуто значительное повышение числа оборотов по сравнению с тем, какое получилось при обыкновенной кольцевой смазке

без искусственного охлаждения. Так как, сверх того, новые подшипники обходились еще дешевле прежнего и не требовали никакой последующей обработки при сборке, то заказчик, понятно, был совершенно удовлетворен.

Греющиеся параллели большой газовой машины. Передняя и средняя параллели одной из конструкций большой газовой машины были склонны к нагреванию, так что считалось невозможным работать без водяного охлаждения их. Чтобы получить возможно меньшие размеры и безусловно надежную работу, по предложению автора, произвели следующие конструктивные изменения: прежние смазочные канавки в скользящих поверхностях заменили плоскими двойными клиновыми поверхностями и ползун сделали самоустанавливающимся, что обеспечило полную гарантию в отношении равномерного распределения давления по опоре, благодаря чему опорные поверхности могли быть сделаны значительно меньшими. Приспособление для водяного охлаждения ради осторожности было оставлено.

Такие параллели работали совершенно без износа и с очень невысокой температурой. Водяное же охлаждение не пришлось применять совершенно.

Подшипники паровых машин без пришабривания. Первая паровая машина, подшипники которой, по предложению автора, не пришабривались по цапфам и, кроме того, при монтаже почти совсем не подвергались дополнительной обработке, встретила некоторое недоверие со стороны технического персонала и монтеров. За исключением подшипника крейцкопфа все остальные подшипники были залиты белым металлом, выполнены с определенным зазором и по всей длине вкладыша тщательно отполированы; таким образом были обработаны и чугунные подшипники распределительного вала.

Монтаж был выполнен лучшим мастером, который, ознакомившись с новой основной идеей, после некоторых колебаний решился, наконец, принять на себя монтаж и пуск в ход машины, но „без гарантии“. Однако вскоре общее мнение совершенно переменялось; монтер сообщил, что он в первый раз в своей жизни пустил только что смонтированную машину на полное число оборотов и притом на 75% нагрузки и что ему никогда не приходилось встречать у новой машины (и к тому же сразу нагруженной) „холодного“ подшипника, который оставался бы таким до конца 8-часового периода испытаний, несмотря на то, что весь монтаж занял приблизительно половину того времени, которое требуется на монтаж машины прежней конструкции.

Ненормальная работа червячного привода. В одном большом предприятии жаловались на нагрев и сильный износ тяжелого червячного привода. Так как установка, для приведения в действие которой служил этот червячный привод, с течением времени все более и более нагружалась, то появилось заедание червяка, что вызывало частое горение предохранителей мотора.

Ознакомившись с установкой, автор установил, что надо совершенно реконструировать червячный привод. Червяк был относительно слаб и к тому же необыкновенно длинен, так что вследствие давления зуба наклонного профиля возникало сильное распирающее действие между винтом и червячным колесом. Червячный вал оттеснялся, сле-

довательно, от червячного колеса, терял вследствие этого правильный захват и нагревался, а при увеличенной нагрузке его даже застало.

Так как фирма, которая поставила эту червячную передачу, больше не существовала, то технический руководитель предприятия был вынужден волей-неволей приступить к реконструкции привода. Были изготовлены промежуточные вставки воронкообразной формы, в которые и был уложен новый червяк, после того как на червячном колесе был в свою очередь сменен бронзовый венец. Так как глубина червячного хода не вполне доходила до вала, то оказалось возможным усилить немного и самый вал червяка. Таким образом путем значительного укорочения длины червяка, а вместе с тем и уменьшения его прогиба, удалось достигнуть довольно удовлетворительной работы и при полной нагрузке установки. Ради осторожности к употребляемому маслу было прибавлено немного касторового масла, чтобы достигнуть неивысшего смазочного действия и при неблагоприятном захвате боковых поверхностей зубьев.

Износ трамвайного подшипника. У готового подшипника трамвайного мотора при недостаточной фитильной смазке обнаружился такой быстрый износ, что ремонт этого мотора вызвал большие расходы и нужно было изыскать меры к устранению такого явления в будущем.

Автор, приглашенный для консультации, установил, что причину износа нужно искать не столько в скудности смазки, сколько в неправильном устройстве ее. Фирма-поставщица, очевидно, упустила из виду, что при одном направлении движения направление нагрузки подшипника совпадает как раз с отверстием во вкладыше, вследствие чего шерстяной фитиль прижимался к цапфе. Поэтому для этого направления движения полужидкостное трение получало неблагоприятную форму, так что нагруженная часть подшипника при длинных перегонах, вследствие отсутствия гидродинамического подъема, работала почти сухой и поэтому должна была быстро изнашиваться.

По счастью, при конструировании новой буксы для подшипника было возможно так изменить смазку, чтобы ни при одном направлении движения подвод смазки не совпадал с направлением нагрузки. Хотя для этого требовалось применение особо прививчиваемого жестяного резервуара для смазочного масла, тем не менее технический персонал был очень доволен достигнутым улучшением, так как износ подшипника после этого должен был получиться весьма ограниченным.

Подшипники прокатного стана с большой нагрузкой. Очень интересное сообщение об улучшенной конструкции подшипника дает В. Рон. Этот подшипник во всех отношениях соответствует всем тем основным принципам, которые выдвигались автором до сих пор, и поэтому ниже приводим выдержку из его статьи в Z. V. d. I. от 17 января 1931 г., стр. 87:

„Вкладыши сильно нагруженных подшипников были спроектированы таким образом, что циркуляцией воды по заложенным во вкладыши цельнотянутым медным трубкам достигалось их значительное охлаждение. Ненагруженные половинки вкладышей также подвергались при этом охлаждению.

Сильно нагруженные скользящие подшипники изготовлялись обычно из прокованной бронзы и смазывались мазью под давлением.

Совершенно неудовлетворяющие своему назначению смазочные канавки были заменены смазочными камерами, которые в направлении движения мало-по-малу переходили в рабочую поверхность. Принимая во внимание прогиб вала и цапфы, подобного рода подшипники следует выполнять возможно короткими и корпус подшипников с цилиндрическими вкладышами конструировать так, чтобы они могли устанавливаться автоматически.

Такой подшипник, тщательно сконструированный, сильно охлаждаемый и защищенный всеми способами от проникновения в него стружек, заусениц и окалины, обладает чрезвычайно продолжительным сроком службы. Так, при холодной прокатке полосового железа (500/1050 мм) износ вкладыша подшипника, раньше составляющий ежедневно 0,5 мм, снизился до 1 мм за год, так что ремонт его можно было производить только после нескольких лет работы.

Автор еще летом 1929 г. сделал ведущей фирме прокатных конструкций аналогичное предложение, и поэтому он считает себя вполне удовлетворенным, установив, что, согласно приведенному выше сообщению, те же самые принципы применены теперь и другими фирмами, опробованы и найдены чрезвычайно полезными как в техническом, так и в экономическом отношении. Достигнутое уменьшение износа до $\frac{1}{150}$ прежней величины может считаться безусловным успехом.

Удешевленная установка электромотора. В порядке консультации одному большому машиностроительному заводу нужно было проанализировать постройку большого электромотора с точки зрения возможности технических и экономических улучшений, хотя техническое руководство завода и полагало, что конструкция и ее техническое выполнение вряд ли даст возможность каких-либо дальнейших улучшений. Однако оказалось, что путем модернизации подшипника в отношении его конструкции и выполнения, а также путем экономии на материале вала и подшипника в результате этой модернизации при увеличенном сбыте этого типа мотора (принимая во внимание стоимость модели) может быть получена ежегодная экономия около 7000 марок. Помимо этого, новый подшипник на основе сделанного уже опыта позволяет, с другой стороны, ожидать значительного уменьшения трения, благодаря чему оказывается возможным существенно расширить установленные до сих пор границы применения большого двигателя с нормальной кольцевой смазкой.

Заключение

Дальнейшее развитие смазочной техники определяется следующими строками заключения первого издания этой книги:

„Также следует признать научной близорукостью утверждение, что с помощью гидродинамической теории могут быть полностью объяснены все процессы из области трения и смазки. В настоящее время существует еще много вопросов, которые останутся открытыми из-за отсутствия достаточных сведений до тех пор, пока подробные исследования не внесут необходимую ясность в это дело; достаточно напомнить здесь хотя бы только о вязкости, способности прилипания (липкости) и других свойствах, являющихся руководящими в оценке смазочных материалов с точки зрения техники смазки, не говоря уже об их правильном численном определении“.

Опубликованные за это время новые исследования физико-химического и молекулярно-физического характера, хотя и сулили много-сторонние и очень большие надежды, однако вряд ли прибавили что-нибудь новое к существующему на сегодняшний день; большинство из них (за исключением работы Бюхе) нельзя даже перенести на вопросы смазки подшипников в непосредственном смысле. Следовательно, для вполне смазываемых машинных частей гидродинамическая теория может попрежнему служить основанием для расчета, и как раз самые новые, самые современные экспериментальные работы в этой области, именно работы Шнейдера, а также Нюккера вполне подтверждают названную теорию; отчасти она распространяется и на граничащие с указанной областью.

Что касается чисто количественного согласования между расчетом и опытом вообще, то нужно еще раз указать на неосновательность чрезмерных требований относительно „точности“. Совершенно бессмысленно ожидать какой-либо точности от расчетов, которые в большинстве случаев опираются на целый ряд предположений. Вспомним, например, что математически выведенная средняя вязкость далеко не совпадает с действительными данными, что зазор, выполненный на основании расчета, вследствие различного коэффициента расширения материала вала и подшипника, при рабочей температуре, очевидно, должен дать несогласованность, которая может еще больше увеличиваться вследствие добавочного изменения вкладыша от напряжения в литье, одностороннего расширения и т. д., что, кроме того, условия отвода теплоты $\sigma_{\text{отв}}$ являются лишь приблизительно и что наши предварительные предположения о чисто жидкостном трении в непосредственной близости к границам работы

опираются только на предположение об определенной высоте неровностей и точности цилиндрической поверхности цапфы и подшипника. Из всего этого нетрудно понять, что притязания на точность заранее обречены на очень скромный успех.

Под этим углом зрения необходимо также рассматривать и приведенные автором многочисленные приближенные уравнения, благодаря которым удалось широко применить упрощение расчетов*. Поэтому надо заранее признать бесплодной полемику о допустимости этих упрощений, поскольку они являются результатом вышеназванных по большей части неустранимых погрешностей.

О пользе предложенного „учения о технике смазки“ мы должны судить лишь постольку, поскольку это учение впервые дало в руки практику простые, пригодные для расчета, формулы в отношении скользящего подшипника, построенные притом на научном основании, а кроме того, и общие указания в отношении конструкции и эксплуатации этих подшипников. Дальнейшего развития дела нужно ожидать; однако ожидания в отношении результатов исследований из областей, граничащих с данной, не должны быть преувеличенными, так как вряд ли можно предположить, что даже самые лучшие успехи с количественной точки зрения (к чему технически это и сводится) могли быть сравнимаемы с практическими результатами гидродинамической теории.

* Наличие в приведенных формулах десятичных знаков имеет целью сохранить только чисто арифметический подсчет, но не выразить этим степень точности.

Значение знаков в формулах

A — „фактор лучеиспускания“ у плоских поверхностей . . .	—
A' — „фактор лучеиспускания“ у продольных подшипников . . .	—
a — „фактор лучеиспускания“ у поперечного подшипника . . .	—
B — общая ширина клиновых поверхностей	в м
B_1 — ширина отдельной клиновой поверхности	в см
B_0 — аксиальная ширина колес зубчатого насоса	в см
b — ширина поперечного сечения потока отходящего масла . . .	в м
C — поправочный множитель $(L + B_1) : B_1$	—
c — поправочный множитель $(d + l) : l$	—
D — идеальный диаметр подшипника	в м
D' — идеальный диаметр подшипника	в см
D'' — идеальный диаметр подшипника	в мм
D_w — действительный диаметр подшипника	в м
D_i — внутренний диаметр упорного кольца продольного подшипника	в м
D_a — внешний диаметр упорного кольца продольного подшипника	в м
D_m — средний диаметр упорного кольца продольного подшипника	в м
D_T — диаметр начальной окружности зубчатых колес у масляных насосов	в см
D_k — диаметр головной окружности зубчатых колес у масляных насосов	в см
$(D-d)_{0,5}$ — идеальный зазор для $\chi = 0,5$	в м
$(D''-d'')_{0,5}$ — идеальный зазор для $\chi = 0,5$	в мм
$(D-d)_L$ — идеальный зазор при пригонке на свободный ход . . .	в м
$(D'-d')_L$ — идеальный зазор при пригонке на свободный ход . . .	в см
$(D''-d'')_L$ — идеальный зазор при пригонке на свободный ход . . .	в мм
$(D'-d'_w)$ — действительный зазор	в см
$(D''-d''_w)$ — действительный зазор	в мм
d — идеальный диаметр цапфы	в м
d' — идеальный диаметр цапфы	в см
d'' — идеальный диаметр цапфы	в мм
d_w — действительный диаметр цапфы	в м
d_w — действительный диаметр цапфы	в см
$d_{L,0,5}$ — диаметр цапфы при пригонке на свободный ход и $\chi = 0,5$. . .	в м
$d_{N,мин}$ — диаметр цапфы, дающей наименьшее трение	в м
d_o — диаметр капиллярной трубки или трубопровода	в м
d''_o — диаметр капиллярной трубки или трубопровода	в мм
d_8 — диаметр всасывающего и нагнетательного патрубка у масляного насоса	в мм
E — модуль эластичности материала цапфы	в кг/см ²
E^o — вязкость жидкости по Энглеру	в ^o Энглера
e — абсолютный эксцентриситет положения вала	в м
F — площадь слоя жидкости или поверхности скольжения . . .	в м ²

F_a — поперечный разрез выхода у трубки (поперечный разрез вытекающего потока у подшипников и клиновых поверхностей)	в см ²
F_o — поперечный разрез прохода у труб	в см ²
F_{ϕ} — площадь фильтровальной пластины брутто	в см ²
F_s — добавочный поперечный разрез выходящего промывочного масла	в см ²
f' — прогиб у цапфы	в см
f'' — прогиб у цапфы	в мм
f'_k — искривление у цапфы	в см
f''_k — искривление у цапфы	в мм
g — земное ускорение	= 9,81 м/сек ²
H — наименьшая толщина смазочного слоя у плоских поверхностей скольжения	в м
H'' — наименьшая толщина смазочного слоя у плоских поверхностей скольжения	в мм
$H_{0,005}$ — H при $\varepsilon = 0,005$	в м
$H_{0,8} \div H_{0,95}$ — H при длине острия канна $X = 0,8 \div 0,95$	в м
$H''_{\text{мин}}$ — наименьшая допустимая H	в мм
H_m — средняя толщина смазочного слоя у плоских поверхностей скольжения	в м
H_o — общая гидравлическая высота давления масла в начале трубы	в м
H_F — столб жидкости	в м
H_v — столб воды	в м
h — наименьшая толщина смазочного слоя у подшипников	в м
h' — наименьшая толщина смазочного слоя у подшипников	в см
h'' — наименьшая толщина смазочного слоя у подшипников	в мм
$h_{0,2} \div h_{0,95}$ — h при эксцентриситете $\chi = 0,2 \div 0,95$	в м
$h_{\text{мин}}$ — наименьшая допустимая h	в м
$h''_{\text{мин}}$ — наименьшая допустимая h''	в мм
$h''_{0,5}$ — h при $\chi = 0,5$	в мм
h_L — h при прыжке на свободный ход	в м
h_m — средняя высота поперечного разреза потока отходящего масла	в м
h_a — полезная высота скорости выходящего потока	в м
h_o — высота скорости в трубе	в м
h_R — высота сопротивления трения в трубе	в м
$h_{\text{соп}}$ — высота особых сопротивлений	в м
i — характеристика вязкости масла	—
j — число отдельных поддерживающих клиновых поверхностей	—
j' — число отдельных, поддерживающих, непосредственно смазываемых клиновых поверхностей	—
K — поправочный множитель $\sqrt{\frac{4 \cdot L + B_1}{B_1}}$	—
k — поправочный множитель $\sqrt{\frac{4 \cdot d + l}{l}}$	—
L — длина клиновой поверхности у плоских поверхностей скольжения	в м
L' — длина клиновой поверхности у плоских поверхностей скольжения	в мм
l — длина цапфы или подшипника	в м
l' — длина цапфы или подшипника	в см
l'' — длина цапфы или подшипника	в мм
l_o — длина капиллярной трубки или трубопровода	в м
l_i — длина пути отходящего масла (длина заграждения)	в м
l_a — эквивалент длины трубки для изгибов	в м
M — масса	в кг · сек ² /м

M_z — модуль зубчатого колеса	в кг · см ² /м
m — коэффициент надежности или износа	—
N_f — работа трения	в л. с.
N_1 — относительная работа трения перед рационализацией	в $\frac{\%}{0}$
N_2 — относительная работа трения после рационализации	в $\frac{\%}{0}$
$N_{\%0}$ — относительная экономия в работе	в $\frac{\%}{0}$
N_δ — потребление силы на подачу масла	в л. с.
n — число оборотов цапфы в минуту	—
$n_{\min}$ — наименьшее число оборотов цапфы в минуту для жидкостного трения	—
$n_{\max}$ — наибольшее допустимое число оборотов при естественном охлаждении	—
n_δ — число оборотов масляного насоса	—
$\dot{O}_0$ — теоретическое количество подачи масла зубчатым насосом	в л/мин
$\dot{O}$ — действительная подача масла зубчатым насосом	в л/мин
$\dot{O}_{00}$ — потребность в масле, подаваемом прессом, нетто (среднее назначение)	в л/мин
$\dot{O}_L - \dot{O}_{00}$ с добавкой на безопасность	в л/мин
$\dot{O}_h$ — потребность в масле, подаваемом прессом (брутто) у приводного механизма поршневой машины (среднее значение)	в л/мин
$\dot{O}_A$ — потребность в масле, подаваемом прессом (брутто), у автомобильного мотора (численная производительность насоса)	в л/мин
P — общая нагрузка поперечного подшипника, сила	в кг
P' — общая нагрузки продольного подшипника и башмака	в кг
P_δ — давление зубчатого колеса у масляного насоса	в кг
p_m — среднее удельное давление (давление смазочного слоя) у подшипников и клиновых поверхностей	в кг/м ²
p — среднее удельное давление (давление смазочного слоя) у подшипников и клиновых поверхностей	в кг/см ²
p_r — давление масла в середине не нагруженной части подшипника или клиновой поверхности	в кг/м ²
p_r' — давление масла в середине ненагруженной части подшипника или клиновой поверхности	в кг/см ²
p_δ — давление масляного насоса	в кг/см ²
p_0 — избыточное давление жидкости у поперечного разреза капилляра (в середине подшипника)	в кг/м ²
p_R — высота сопротивления трения в трубе	в кг/см ²
p_w — давление (сжатие) водяного столба	в кг/см ²
p_F — давление (сжатие) столба жидкости	в кг/см ²
p_{ho} — скоростная высота трубы для масла	в кг/см ²
$P_{K2} + P_{R100}$ — высота сопротивления трения в трубке для масла при $I_0 = 1$ и $2 + 100 E^\circ$ при 50°Ц	в кг/см ²
p_{St} — высота сопротивления для масла и 1 м подъема трубы	в кг/см ²
$\dot{Q}$ — потребление масла при капельной смазке	в м ³ /сек
$\dot{Q}'$ — потребление масла при капельной смазке	в л/мин
$\dot{Q}_{\chi=0,5}$ и $\dot{Q}_{\chi=0,8}$ — потребление масла нагруженной частью подшипника при $\chi = 0,5$ и $0,8$	в м ³ /сек
$\dot{Q}'_{\chi=0,5}$ и $\dot{Q}'_{\chi=0,8}$ — потребление масла нагруженной частью подшипника при $\chi = 0,5$ и $0,8$	в л/мин
$\dot{Q}'_{\text{капельн}}$ — потребление масла при капельной смазке (среднее значение)	в л/мин
$\dot{Q}_{1(\chi=0,5)}$ или $\dot{Q}_{1(\chi=0,8)}$ — потребление масла ненагруженной частью подшипника при $\chi = 0,5$ или $0,8$	в м ³ /сек
$\dot{Q}'_{1(\chi=0,5)}$ или $\dot{Q}'_{1(\chi=0,8)}$ — потребление масла ненагруженной частью подшипника при $\chi = 0,5$ или $0,8$	в л/мин
$\dot{Q}'\Sigma (\chi=0,5)$ или $\dot{Q}'\Sigma (\chi=0,8)$ — потребление масла при смазке под давлением и $\chi = 0,5$ или $0,8$	в л/мин

$Q_{\text{двал}}$ — потребление масла подшипником при смазке под давлением (среднее значение)	в л/мин
Q'_2 — потребность в охлаждающем масле у поперечного подшипника	в л/мин
Q'_{2L} — потребность в охлаждающем масле у продольного подшипника	в л/мин
Q'_3 — потребность в охлаждающем масле у башмаков	в л/мин
Q'_{DQ} — потребность в охлаждающем масле у поперечных подшипников паровых турбин	в л/мин
Q'_{DL} — потребность в охлаждающем масле у предельных подшипников паровых турбин	в л/мин
q — количество масла, выступающего через капиллярную трубку или суженный канал	в м ³ /сек
R — идеальный радиус отверстия подшипника	в м
R_0 — Рейнольдсовское число	—
R_{ck} — Рейнольдсовское критическое число (= 2000)	—
R_k — радиус начальной окружности зубчатого колеса	в см
R_F — радиус корневой окружности зубчатого колеса	в см
r — радиус цапфы	в м
r_0 — радиус капиллярной трубки	в м
s — число штук главных и мотылевых подшипников автомотора (всех вместе)	—
T — избыточная температура подшипника $\Theta - \Theta_0$	в °C
T_1 — избыточная температура перед улучшением трения	в °C
T_2 — избыточная температура после улучшения трения	в °C
t — время истечения при опытах с капилляром	в сек
u — абсолютная длина острия клина	в м
V — скорость движения (у плоских поверхностей скольжения)	в м/сек
V_f — фиктивная скорость фильтрации	в м/сек
v — скорость скольжения (у цапфы)	в м/сек
v_0 — средняя скорость истечения через трубку или капилляр	в м/сек
v_{ck} — критическая скорость истечения через трубку или капилляр	в м/сек
v_0 — скорость вытекающего потока	в м/сек
W — сопротивление полусухого трения	в кг
W' — сопротивление жидкостного трения	в кг
W_0 — момент сопротивления поперечного разреза цапфы	в см ³
w — удельная теплота масла	в кал/кг
Z — число зубьев зубчатого колеса	—
z — абсолютная вязкость масла (в смазочном слое)	в кг · сек/м ²
$z_{L0,5}$ — z при пригонке на свободный ход и $\chi = 0,5$	в кг · сек/м ²
$z_{\varepsilon 0,005}$ — z при $\varepsilon = 0,005$	в кг · сек/м ²
α — общая отдача тепла подшипником	в кал/час
α_1 — удельная отдача тепла подшипником	в кал/час · м ³
α_0 — нижняя (теоретическая) граница значения α_1	в кал/час · м ³
α_2 — теплота подшипника, отводимая искусственным охлаждением	в кал/час · м ²
α'_2 — общее количество теплоты, отводимой при помощи искусственного охлаждения	в кал/час
α_λ — гидравлический коэффициент шероховатостей трубы	—
β — угол положения вала в рабочем состоянии	в °
β_1 — угол положения вала при зацеплении	в °
$\gamma = \gamma_F$ — удельный вес жидкости	—
γ_0 — единица веса жидкости	в кг/м ³
γ_h — удельный вес воды (= 1)	—
Δh — высота неровностей у плоских поверхностей	в мм
δ — высота неровностей у цапф	в мм
δ'' — высота неровностей у цапф	в мм
δ_1 — высота неровностей у подшипников	в м
δ'_1 — высота неровностей у подшипников	в см

δ'' — высота неровностей у подшипников	в мм
α — подъем клина на M длинн	в м
$\epsilon_{0,8} \div \epsilon_{0,05}$ — подъем клина при $X = 0,8 \div 0,05$	в м
ζ — коэффициент гидравлического сопротивления	—
ζ_{Δ} — коэффициент сопротивления трения в трубе	—
η — степень действия масляного насоса (степень подачи)	—
θ — температура смазочного слоя и температура выступающего промывочного масла (также температура масла вообще)	$^{\circ}\text{C}$
θ_1 — температура окружающего воздуха	$^{\circ}\text{C}$
θ_2 — температура промывочного масла, входящего в подшипник	$^{\circ}\text{C}$
η — поправочный коэффициент вязкости	—
i — образование теплоты у плоских поверхностей скольжения	в кал/час
i_1 — удельное образование теплоты у плоских поверхностей скольжения	в кал/час·м ²
χ — коэффициент трения у поперечного подшипника	—
λ — общая отдача теплоты у плоских поверхностей скольжения	в кал/час
λ_1 — удельная отдача теплоты у плоских поверхностей скольжения	в кал/час·м ²
λ_2 — теплота трения у плоских поверхностей скольжения, отводимая при помощи искусственного охлаждения, на единицу поверхности	в кал/час·м ²
λ'_2 — общее количество теплоты, отводимой искусственным охлаждением у плоских поверхностей скольжения	в кал/час
λ_o — коэффициент трения в трубе (общий)	—
λ_{oL} — коэффициент трения в трубе для ламинарного трения	—
μ — коэффициент трения для подшипников и плоских поверхностей скольжения	—
$\mu_{\min}$ — наименьший μ для подшипников и плоских поверхностей скольжения	—
$\mu_{\text{полус}}$ — коэффициент трения подшипника при полусухом трении (коэффициент трения покоя)	—
ξ — добавочный множитель для подшипников паровых турбин	—
π — Людовольфовское число = 3,14	—
p — образование теплоты у подшипника	в кал/час
p_1 — удельное образование теплоты у подшипника	в кал/час·м ²
σ_b — напряжение на изгиб	в кг/см ²
τ — коэффициент трения у плоских поверхностей скольжения	—
Φ — величина отношения у плоских поверхностей скольжения	—
φ — величина отношения у поперечных подшипников	—
X — относительная длина острого клина = $u : L$	—
γ — относительный эксцентриситет положения вала	—
Ψ — относительный зазор = $(D - d) : d$	—
$\Psi_{0,2} \div \Psi_{0,95}$ — относительный зазор при $X = 0,2$ и $0,95$	—
$\Psi_{0,5}$ — относительный зазор при $X = 0,5$	—
ω — угловая скорость = $0,1047 n$	в м/сек

Приложения

**НОМОГРАММЫ,
СОСТАВЛЕННЫЕ НОМОГРАФИЧЕСКИМ СЕКТОРОМ ИЗД-ВА
НКТП СССР К КНИГЕ ФАЛЬЦ „ОСНОВЫ СМАЗОЧНОЙ ТЕХНИКИ“
ПО МАТЕРИАЛАМ Н. А. НИКИТИНА**

Способ пользования

По левой номограмме определяем величину A , а по правой по найденной величине A — A и данной θ_1 определяем величину θ .

Если величина A по левой номограмме получается меньше 10 000 и больше 1000, то пользуемся шкалой II для θ и берем на шкале A значения в 10 раз меньше.

Если величина A получается меньше 1000, то значения A на правой номограмме берем в тысячу раз меньше и пользуемся шкалой III.

Пример. Дано: $(l:d)=1$; $P=1000$ кг; $a=2$; $n=500$ об/мин; $i=0,26$; $\theta_1=20^\circ$. Найти θ .

1. Левая номограмма

Соединяем прямой 1 отметку 1 шкалы $(l:d)$ с отметкой 1000 шкалы P и в пересечении со шкалой I получаем точку, соединяя которую прямой 2 с отметкой 2 шкалы a , получаем точку в пересечении со шкалой II.

Эту вторую точку соединяем прямой 3 с отметкой 500 шкалы n и в пересечении со шкалой III получаем третью точку, соединяя которую прямой 4 с отметкой 0,26 шкалы i в пересечении со шкалой A (левой номограммы) находим:

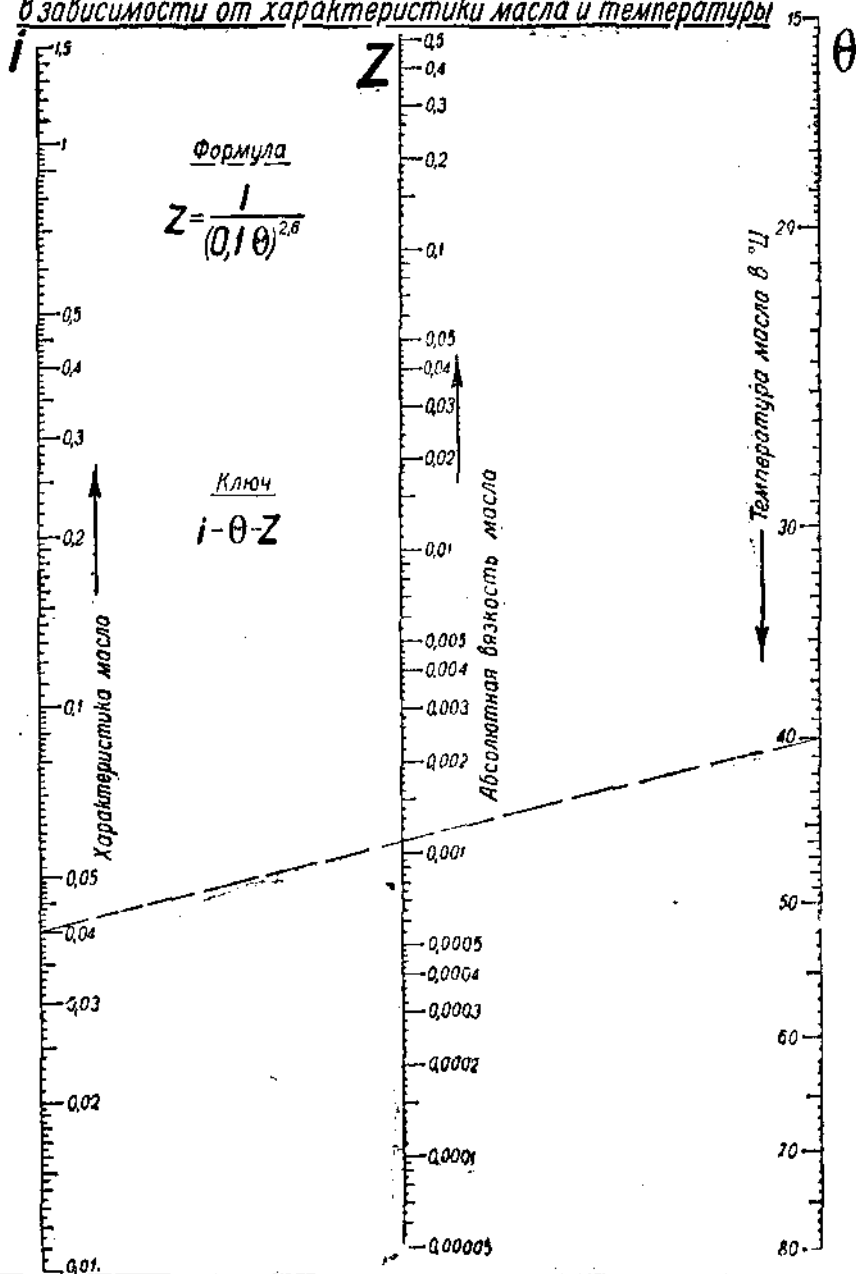
$$A = 1900.$$

2. Правая номограмма

Отметку 1900 шкалы A (средние цифры) соединяем прямой с отметкой 20 шкалы θ_1 и в пересечении со шкалой θ (шкала II) читаем ответ:

$$\theta = 54,8^\circ.$$

Номограмма для определения абсолютной вязкости масла
в зависимости от характеристики масла и температуры



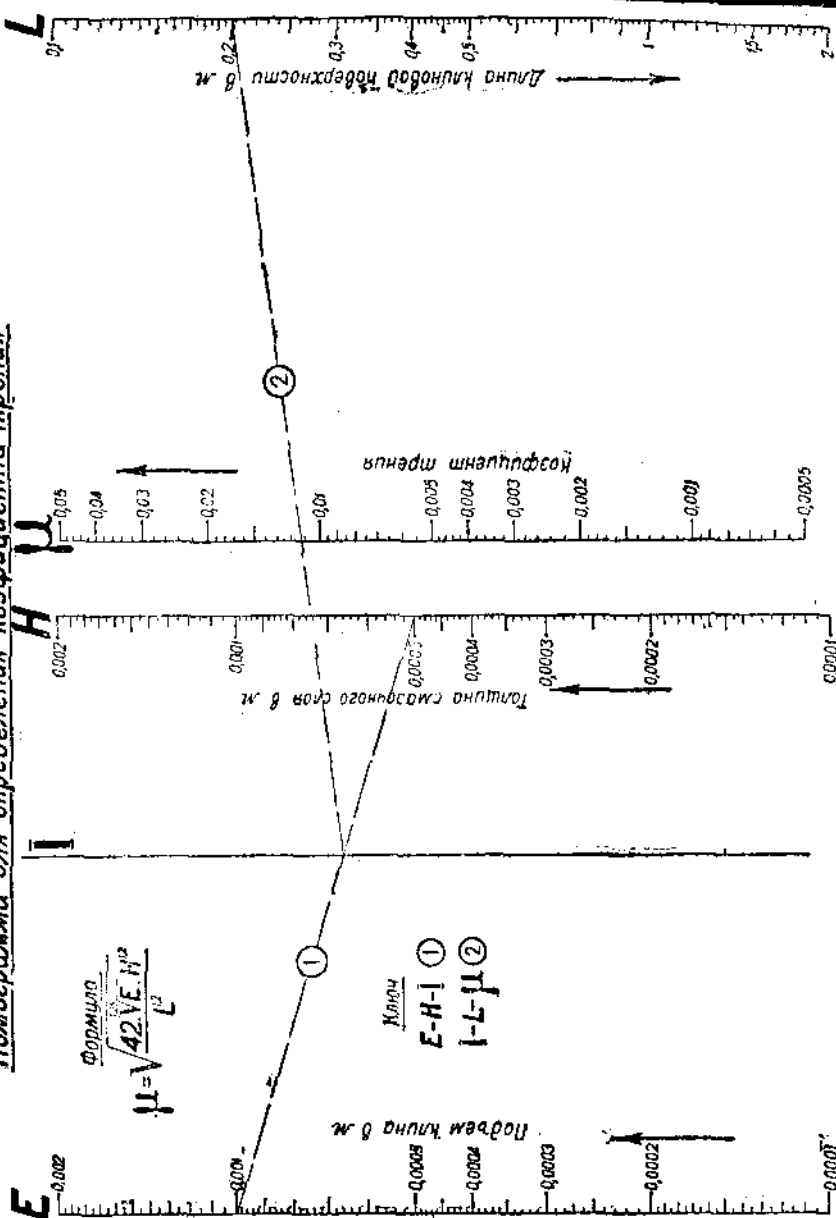
Составлено Номографическим сектором изд-ва НКТП по матер Никитина Н.А.

Пример. Дано: $i = 0,04$; $\theta = 40^\circ$. Найти Z .

Соединяя прямой отметку 0,04 шкалы i с отметкой 40 шкалы θ , в пересечении со шкалой Z читаем ответ:

$$Z = 0,00110.$$

Номаграмма для определения коэффициента трения



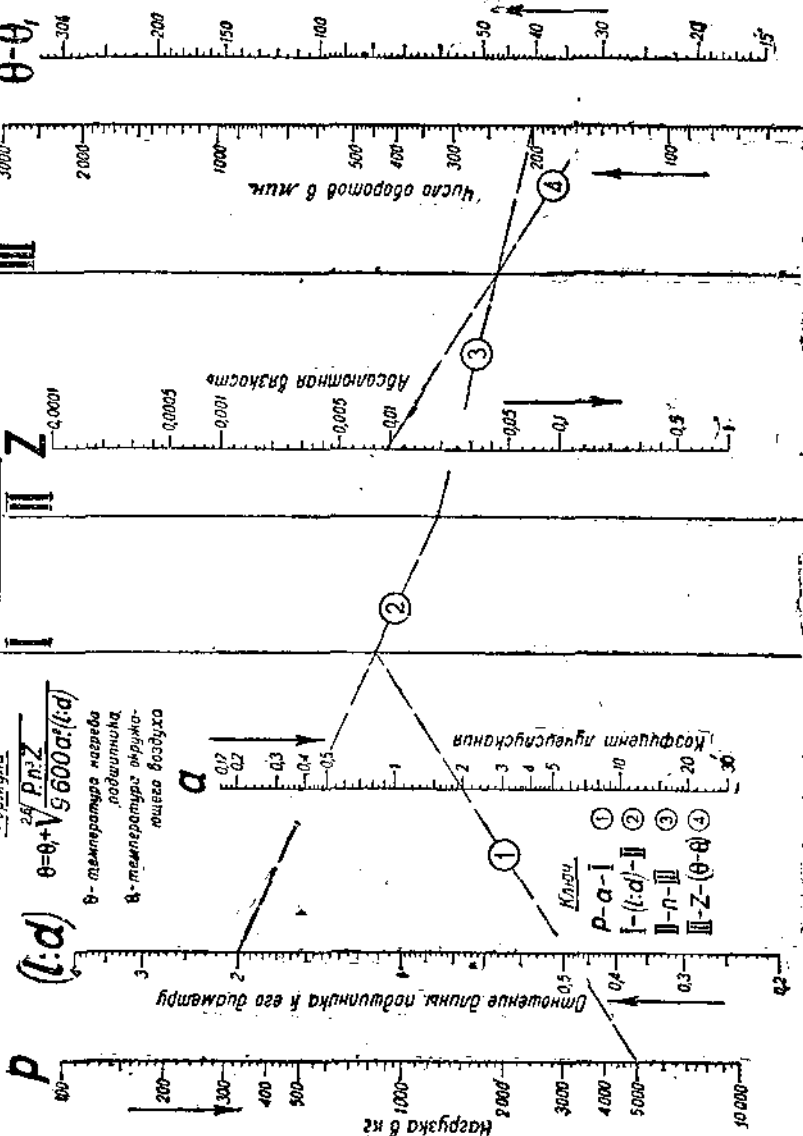
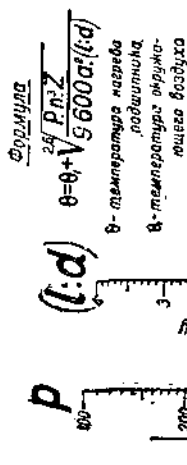
Составлено Номографическим сектором изд-ва НКТП по материалам Никитина Н.А.

Пример. Дано $E=0,001$ м; $H=0,0005$ м; $L=0,2$ м. Найти μ .
Соединяем прямой 1 отметку 0,001 шкалы E с отметкой 0,0005 шкалы H и в пересечении со шкалой I получаем точку, соединяя которую прямой 2 с отметкой 0,2 шкалы L в пересечении со шкалой μ читаем ответ.

$$\mu = 0,0112.$$

Номограмма для определения температуры нагрева

подшипника



Пример. Дано: $l:d = 2$; $a = 2$; $P = 5000$ кг; $Z = 0,0099$; $n = 200$ об/мин.; $\theta_1 = 20^\circ \text{C}$. Найти θ .

Соединяя прямой 1 отметку 2 шкалы a с отметкой 5000 шкалы P , получаем в пересечении с шкалой I точку, соединяя которую прямой 2 с отметкой 2 шкалы $l:d$ в пересечении со шкалой II получим вторую точку.

Эту точку соединяем прямой 3 с отметкой 200 шкалы n и в пересечении со шкалой III получим третью точку, соединяя которую прямой 4 с отметкой 0,0096 шкалы Z , в пересечении со шкалой $\theta - \theta_1$, находим:

$$\theta - \theta_1 = 26,4^\circ$$

Следовательно:

$$\theta = 26,4^\circ + \theta_1 = 26,4 + 20^\circ = 46,4^\circ$$

Литературный указатель

Нижеприводимый список, который отнюдь не претендует на полноту, дает в алфавитном порядке сводку о большем количестве работ относительно трения, смазки и других вопросов родственного порядка. На многие из них автор ссылается в своей работе. В скобках указаны соответствующие страницы.

- ¹ *Ascher, Dr. R.*: Die Schmiermittel, ihre Art, Prüfung und Verwendung. Berlin Julius. Springer 1931. 2. Aufl. (178).
- ² *Baader, Dr. A.*: Die Bestimmung der Alterungsneigung von Isolier- und Dampfturbinenölen. Elektrizitätswirtschaft, Juni 1928 (191).
- ³ *Berndt, Prof. Dr. G.*: Die Oberflächenbeschaffenheit bei verschiedenen Bearbeitungsmethoden. Loewe-Notizen, Januar-März 1924 und Dezember 1925, Ludwig Loewe & Co., A.-G., Berlin NW 87 (57).
- ⁴ *Biel, Dr.-Ing. C.*: Die Reibung in Gleitlagern bei Zusatz von Voltöl zu Mineralöl und bei Veränderung der Umlaufzahl und der Temperatur. Z. V. d. I. 1905 (86).
- ⁵ *Blom, Dr. A. V.*: Neuere Theorien über den Aufbau des Schmierölfilmes, Motorenbetrieb und Maschinenschmierung. Petroleum 1929, H. 11 (175).
- ⁶ *Böge, Obering. J.*: Zweckmässige Schmiervverfahren (RKW—Veröffentlichung 15) Beuth-Verlag 1928.
- ⁷ *Büche, Dr.-Ing. W.*: Untersuchungen über molekularphysikalische Eigenschaften der Schmiermittel und ihre Bedeutung bei halbflüssiger Reibung. Petroleum 1931, H. 33 (88, 177, 192).
- ⁸ *Commentz, Dr.-Ing. C.*: Einringdrucklager. Werft, Reederel, Hafen, Januar 1921, H. 2 (74), 236).
- ⁹ *Czechalski, Obering. J. und Dr.-Ing. G. Welter*: Lagermetalle und ihre technologische Bewertung. Berlin: Julius Springer 1920 (16).
- ¹⁰ *Dallwitz-Wegener, Dr. R. v.*: Neue Wege zur Untersuchung von Schmiermitteln. München-Berlin: R. Oldenbourg 1919.
- ¹¹ *Dallwitz-Wegener*, Zur Schmierölprüfung auf die kapillaren Eigenschaften der Schmiermittel. Petroleum 1921, H. 24, u. 25.
- ¹² *Dierfeld, Reg.-Baumeister*: Künstlicher Graphit, seine Entstehung und Verwendung im Maschinenbau. Dingler 1914, H. 21 u. 22 (177).
- ¹³ *Duffing, Ingenieur G.*: Reibungsversuche am Gleitlager. Z. V. d. I. 1928. H. 15.
- ¹⁴ *Duffing*, Ueber die Schmierschicht in Gleitlagern... (Kritik). ETZ 1928. H. 51.
- ¹⁵ *Ehlers, Dr. Curt*: Schmiermittel und ihre richtige Verwendung. Leipzig: Spamer 1928 (178).
- ¹⁶ *Ende, Dr.-Ing. E. von*: Neuzeitliche Lagerprüfung. Z. techn. Phys. 1928. H. 4.
- ¹⁷ *Ensslin, Dr.-Ing. M.*: Mehrmals gelagerte Kurbelwellen mit einfacher und doppelter Kröpfung. Stuttgart 1902 (63).
- ¹⁸ *Ernst, Prof. W.*: Das Verhalten der Zylinderschmieröle bei hohen Drücken und Temperaturen. Z. d. Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungsgesellschaft AG., November u. Dezember, 1920 Wien I, Operngasse 6 (148).
- ¹⁹ *Ernst, Chefingenieur W.*: Schmiermittel. Maschinenbau 1927, H. 5.
- ²⁰ *Falz, Obering. E.*: Die praktische Bekämpfung der Getriebeestösse bei Kolbenmaschinen. N. Z. I. 1924. Nr. 39. Hannover: C. V. Engelhard & Co., G. m. b. H. (145).
- ²¹ *Falz*, Die Kerapunkte der wissenschaftlichen Schmiertechnik. Maschinenbau. 1927, H. 5.
- ²² *Falz*, Zweckmässige Schmiernuten. (RKW—Veröffentlichung 13). Berlin: Beuth-Verlag 1926. (2. Aufl. 1928) (20, 25, 26, 144).
- ²³ *Falz*, Neuzeitliche Schmiertechnik. Z. V. d. I. 1927, H. 25.

²⁴ *Falz, Lagermetallurgische Fortschritte. Anz. f. Berg., Hütten u. Maschinenwesen* 1928, H. 134.

²⁵ *Falz, Schmierotechnische Vervollkommnungen und ihre wirtschaftliche Bedeutung. Dingler* 1929, H. 1.

²⁶ *Falz, Kurbelwellen- und Ölverschleiss im Verbrennungsmotorenbetriebe. Der Motorwagen* 1929, H. 10, 11 u. 12 (157, 179, 305).

²⁷ *Falz, Die Verteile schmierotechnischer Beratungen. Petroleum* 1929, H. 24.

²⁸ *Falz, Einfluss der Drehzahl auf die Betriebssicherheit, Petroleum* 1929, H. 34 (110).

²⁹ *Falz, Beachtenswerte Ersparnismöglichkeiten. N. Z. I.* 1931, H. 7.

³⁰ *Falz, Spargebote der Wirtschaftsnot. Petroleum* 1930, H. 35.

³¹ *Falz, Einfluss der Lagerlänge auf die Tragfähigkeit. Petroleum* 1931, H. 16 (63, 64).

^{31a} Einfluss des Lagerspietes auf die Tragfähigkeit und den Reibungsverbrauch von Gleitlagern. *Petroleum* 1931, H. 41.

³² *Frank, Prof. Cr. F.: Veränderung der Schmieröle im Gebrauch. Maschinenbau* 1927, H. 5 (191).

³³ *Freudenreich, J. von (Brown-Boveri & Cie): Untersuchungen an Lagern. BBC-Mitteilungen* 1917, H. 1—4 (30, 74, 86, 91, 236).

³⁴ *Friedrich, Dr. Ing. W.: Die mechanische Schmierung der Eisenbahnnachsen. Z. V. d. I.* 1924, Nr. 34.

³⁵ *Friedrich, Die Schmierung der Stangenlager und Kreuzköpfe von Lokomotiven. Z. V. d. I.* 1926, H. 31.

³⁶ *Gramenz, Obering. K.: Die Dinpassungen und ihre Anwendung Berlin NW 7. Dinorm, Sommerstr. 4a.*

³⁷ *Gümbel, Prof. Dr.-Ing. L.: Das Problem der Lagerreibung. Monatsblätter, Berlin. Bez.—V. d. I., April und Mai 1914 (29, 31).*

³⁸ *Gümbel, Die Schubkraftmaschine. Z. ges. Turb.-Wes.* 1914 (20, 31).

³⁹ *Gümbel, Weitere Beiträge zum Problem geschmierter Flächen. Monatsbl. Berlin. Bez.—V. d. I., Juli 1916 (29, 31).*

⁴⁰ *Gümbel, Das Problem der Lagerreibung. Monatsbl. Berlin. Bez.—V. d. I.* 1916 (29, 31).

⁴¹ *Gümbel, Ueber geschmierte Arbeitsräder. Z. ges. Turb.-Wes.* 1916, H. 20—26 (29, 31).

⁴² *Gümbel, Einfluss der Schmierung auf die Konstruktion. Jb. Schiffsbaut. Ges.* 1917 (29, 31, 44, 74).

⁴³ *Gümbel, Die Reibungszahl der flüssigen Reibung unter Berücksichtigung der endlichen Lagerbreite. Z. ges. Turb.—Wes.* 1918 (29, 31).

⁴⁴ *Gümbel, Der heutige Stand der Schmierungsfrage. Forsch.—Arb.* 1920, H. 224 (29, 31).

⁴⁵ Vergleich der Ergebnisse der rechnerischen Behandlung des Lagerschmierungsproblems mit neueren Versuchsergebnissen. *Monatsbl. Berlin. Bez.-V. d. I., September* 1921 (7, 29, 30, 31, 44).

⁴⁶ *Gümbel-Everling: Reibung und Schmierung im Maschinenbau. Berlin: M. Krayn* 1925 (44, 46).

⁴⁷ *Haserick, Obering. O.: Zum Kapitel Schmierung. (Ein Beitrag aus der Praxis). Petroleum, Mai 1920, H. 3 (148).*

⁴⁸ *Heidebrook, Prof. Dr.-Ing. E.: Maschinenteile und Werkstoffkunde (Lagerversuche Nücker). Z. V. d. I.* 1930, H. 37.

⁴⁹ *Heimann, Dipl.-Ing. Dr. H.: Versuche über Lagerreibung nach dem Verfahren von Dettmar. Z. V. d. I.* 1905. (86).

⁵⁰ *Herrtrick, Dipl.-Ing. H.: Gleitlager. (Grundlagen der Lagergestaltung. Maschinenbau Gestaltung, Dez. 1923, H. 6.*

⁵¹ *Solde, Geh.-Rat Prof. Dr. D.: Untersuchung der Kohlenwasserstofföle und Fette. Berlin: Julius Springer* 1918 (178).

⁵² *Honigmann, E.: Reibungsverluste und ihre Bekämpfung. Die richtige Maschinenschmierung. Petroleum* 1928, H. 7—11.

⁵³ *Hopf, L.: Abhandlungen über die hydrodynamische Theorie der Schmiermittelreibung von Petroff, Reynolds, Sommerfeld und Michell. Leipzig: Akadem. Verlagsgesellschaft* 1927.

⁵⁴ *Hummel, Charles: Kritische Drehzahlen als Folge der Nachgiebigkeit des Schmiermittels im Lager (Forschungsarbeit). Berlin: VDI-Verlag* 1926.

⁵⁵ *Kammerer, Prof. Dr.-Ing.: Entstehung der Lagerversuche. — Welter, Dr.-Ing. G. und Dipl.-Ing. G. Weber: Durchführung der Lagerversuche. Versuchsergebnisse des Ver-*

suchsfeldes für Maschinenelemente der Technischen Hochschule zu Berlin. München und Berlin: R. Oldenbourg 1920 (16).

⁶⁶ Karplus, Dr. Hans: Der Aufbau der Schmierschicht und die Kolloidgraphitschmierung. Petroleum 1929, H. 12 (175).

⁶⁷ Kiesskalt, Dr.-Ing. S.: Untersuchungen über den Einfluss des Druckes auf die Zähigkeit von Ölen und seine Bedeutung für die Schmiertechnik (Dissertation). Berlin: VDI-Verlag 1927 (31).

⁶⁸ Kiesskalt, Zu den Grundlagen der halbflüssigen Reibung. Z. techn. phys. 1928, H. 6.

⁶⁹ Klingenstein, Dr.-Ing. Th.: Einfluss des Gefügestandes und der Zusammensetzung von Gusseisen auf die Verschleissfestigkeit mit besonderer Berücksichtigung des Phosphorgehaltes. GBH-Konzern-Mitteilungen 1930, H. 1 (193).

⁷⁰ Kraft, Prof. Dr. E. A.: Neuere Spurlager. Maschinenbau 1928, H. 8 (74, 236).

⁷¹ Kronefeld, H.: Graphitiertes Gittermetall im Automobilbau. Kraftwagen, Sept. 1921, Nr. 12.

⁷² Kyropoulos, Dr. S.: Der gegenwärtige Stand der Schmierungs- und Schmierölfrage. Z. V. d. I. 1930, H. 45 (176, 179, 305).

⁷³ Lasche, Dr.-Ing. e. h. O.: Die Reibungsverhältnisse in Lagern mit hoher Umfangsgeschwindigkeit. Z. V. d. I. 1902, auch Forsch.-Arb. H. 9 (30, 100).

⁷⁴ Lasche, Dr.-Ing. e. h. O. Konstruktion und Material im Bau von Dampfturbinen und Turbodynamos. Berlin: Julius Springer 1921. 2. Aufl. (30, 44).

⁷⁵ Licht, Otto: Das mechanische Schaben. Z. V. d. I. 1929, H. 34, 1207. Dasselbst auch Referat über Reibschleifen von Bb. (58, 65).

⁷⁶ Lincke, Obering.: Versuche an Transmissionen. Maschinenbau Betrieb 1921/22.

⁷⁷ Meister, Ing. Chr.: Ströme in Lagern und Wellen elektrischer Maschinen. N. Z. I. Januar 1925, H. 1. Hannover: Engelhard & Co. G. m. b. H.

⁷⁸ Meyer-Jagenberg, Dr.-Ing. G.: Lagerversuche. Werkst. Techn. 1924, H. 3, 7 u. 8 (30).

⁷⁹ Michell, A. G. M.: The lubrication of plane surfaces. Z. Math. Phys. 1905 (74, 236).

⁸⁰ Mosser, Ing. A.: Einige Fragen der praktischen Schmiertechnik. Motorenbetrieb und Maschinenschmierung. Petroleum 1929, H. 12.

⁸¹ Nücker, Dipl.-Ing. W.: Siehe 48, (30, 44, 204).

⁸² Ostwald, Wa.: Wie deutscher Kolloidalgraphit entsteht. Motorfahrer.

⁸³ Pape, Obering., W.: Einfluss von Fundamentalschwingungen auf den Lauf von Turbodynamos. N. Z. I. April 1924, Nr. 6. Hannover: Engelhard & Co., G. m. b. H.

⁸⁴ Petroff, Prof. H.: Neue Theorie der Reibung. Urschrift (russisch) 1883. Deutsche Übersetzung von Wurzel 1887 Hamburg: Leopold Voss (29).

⁸⁵ Polster, Dr.-Ing. H.: Untersuchung der Druckwechsel und Stöße im Kurbelgetriebe von Kolbenmaschinen. Forsch.-Arb. 1915, H. 172 u. 173 (145).

⁸⁶ Reynolds, O.: On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Tower's experiments. Phil. Transactions Roy. Society of London 1886 (29).

⁸⁷ Saytzeff, Ing.-Technolog. A.: Vergleichende Untersuchungen von Mineralschmierölen mit 1,50% Oildag-Zusatz. Z. V. d. I. 1914, Nr. 29 (192, 200).

⁸⁸ Schenfer, Cl.: Stabilität der Ölschicht bei Lagern. Arch. Elektrot. 1922, H. 3 (86).

⁸⁹ Schlesinger u. Kurrein: Forschung und Werkstatt: Schmierölprüfung für den Betrieb. Werkst.-Techn. 1916, H. 1—3.

⁹⁰ Schluppe, Dr.-Ing. O.: Feinstbearbeitung von metallischen Werkstücken. Z. V. d. I. 1930, H. 38 (56, 58, 66, 193).

⁹¹ Schluppe, von Metzsch, Klenzle u. Kraft: Feinstbearbeitung (Referat). Z. V. d. I. 1930, H. 45 (56, 58).

⁹² Schneider, Dr.-Ing. Erwin: Versuche über die Reibung in Gleit- und Rollenlagern (Dissertation Karlsruhe). Wien 1930, Petroleum (30, 86, 177).

⁹³ Sommerfeld, Prof. Dr. A.: Zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung. Z. Math. u. Phys. 1904, (29).

⁹⁴ Sommerfeld, Zur Theorie der Schmiermittelreibung. Z. techn. Phys. 1921 (29).

⁹⁵ Stanton, Dr. T. E.: Some recent researches on lubrication. Eng. v. 8, Dez. 1932, (67, 86).

⁹⁶ Stoney, G.: High speed bearing. Eng. v. 7. Aug. 1914.

⁹⁷ Stribeck, Prof. R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. Z. V. d. I. 1902, auch Forsch.-Arb. H. 7 (29, 30, 71, 72, 83).

⁹⁸ Styrje, O. G.: Das Lager und sein Weissmetallkissen. Zbl. d. Hütten u. Walzwerke 1928, H. 1 (291).

⁹⁹ Thurston, Friction and lubrication. New York 1878.

- ⁹⁰ Tower, B.: Proceedings of the Instit. of Mechanical Eng., 1883 (30).
- ⁹¹ Tower u. Thurston (Bericht): Bericht über die Versuche von Tower und Thurston. Z. V. d. I. 1885, 836 (30).
- ⁹² Ubbelohde, Prof. Dr. L.: Tabellen zum Englerschen Viskosimeter. Leipzig: S. Hirzel 1907 (37).
- ⁹³ Ubbelohde, Zur Theorie der Reibung geschmierter Maschinenteile. Petroleum 1912, H. 14, 16 u. 17 (37).
- ⁹⁴ Verein deutscher Eisenhüttenleute und Deutscher Verband für die Materialprüfungen der Technik: Richtlinien für den Einkauf und die Prüfung von Schmiermitteln. Düsseldorf: Stahlisen 1925 (94).
- ⁹⁵ Vieweg, Reg.-Rat, Dipl.-Ing. V.: Optische Messgeräte zur Bestimmung der Dicke der Ölschicht in Lagern unter Berücksichtigung der Anwendung auf Schmiermittel. Petroleum 1922, H. 34 (30, 44, 57, 85).
- ⁹⁶ Vieweg, „Über die Schmierschicht in Gleitlagern...“ (Kritik). Z. V. d. I. 1929, H. 14.
- ⁹⁷ Vieweg, V. u. R.: Über die Trennung von Luft — und Lagerreibung. Maschinenbau-Betrieb 1923/24, H. 5/6.
- ⁹⁸ Vieweg, Über die Bildung des Ölfilmes in Schwinglagern. Maschinenbau 1927, H. 5.
- ⁹⁹ Vogel, Dr. Hans: Die Bedeutung der Temperaturabhängigkeit der Viskosität für die Beurteilung von Ölen. Z. angew. Chem. 1922, H. 82.
- ¹⁰⁰ Walger u. Schneider, Der Einfluss von Graphit auf die Reibung in Gleitlagern. Berichte über betriebswissenschaftliche Arbeiten 3, 1930, Karlsruhe (71, 187, 192).
- ¹⁰¹ Walther, Dipl.-Ing. C. Schmiermittel. Dresden: Th. Steinkopf 1930 (104, 175, 178).
- ¹⁰² Weber, Dipl.-Ing. G.: Der Reibungswiderstand von Gleitlagern und die Berechnung der Gleitlager. Der praktische Maschinenkonstrukteur 1916 (Umland): „Aus der Schweizer Technik“. S. 45.
- ¹⁰³ Welter u. Weber: Siehe Nr. 55.
- ¹⁰⁴ Wolff, Dr.-Ing. Robert: Über die Schmierschicht in Gleitlagern und ihre Messung durch Interferenz (Forschungsarbeit). Berlin: VDI.-Verlag 1928. (Siehe auch 14 und 961).
- ¹⁰⁵ Woog, Dr. Paul (aus dem Französischen von Dr. H. Guypers): Die Bedeutung der molekularen Oberflächenerscheinungen für die Reibungsverminderung in den Fällen der unvollkommenen Schmierung. Der Ölmarkt 1927, H. 27/28 u. 29/30.

Предметный указатель

А

Абсолютная вязкость и вязкость по Энглеру 42—47
Адсорбционная пленка 183, 184
Активность пограничных поверхностей или металла подшипника 183, 184, 208
Алмазные инструменты 62

Б

Башмак (опорный башмак) — см. также «Продольный подшипник и башмак» 12—16
Безопасность работы 118, 190
Безопасность работы влияние числа оборотов 117, 118

В

Вала искривление 67, 70
Вала перекос 67, 69
Вала прогиб 69, 70
Вала расположение — см. «цанфы расположение»
Величина неровностей обработки 62, 85
Вихревого движения, замедление 10
Вихревое движение, — см. «турбулентность»
Вкладышей возможность деформации 73, 75
Вкладышей, самоустановка 19, 20, 67, 243—246
Водяной смазки, подшипниковый металл для 211
Водяной турбины, подшипник для 252, 254—259
Вязкость 39, 111, 112, 113, 114
Вязкость абсолютная (определение) 41
Вязкости и характеризующего индекса, масляные кривые, рис. 53, 112, 113
Вязкости масел, изменение, в связи с изменением температуры 46, 111, 112
Вязкости масла у поперечных подшипников, числовое и практическое определение 191, 192
Вязкости, разделение масел по величине 213

Г

Гидродинамическая теория 35—38, 186, 321
Гидродинамической теории, основатели 13, 36
Глушение толчков при помощи смазки под давлением прессом 154, 155
Графит, как смазочное средство (коллоидальный графит) 77, 194—197
Графитированные поверхности скольжения 77, 78
Гребенчатый подшипник 246, 248, 250
Гюмбелевская теория подшипника 36, 37

Д

Дестилляты 188
Деформации вкладышей, возможные 72—75
«Динамическое плавание» 13, 14, 156
Диновская пригонка на свободный ход 100

Е

Естественное охлаждение у поперечных подшипников 105, 117, 118

Ж

Жидкостное трение 10, 11, 38, 39, 40, 41

З

«Заедание» 10, 20, 156
Зазор 16, 49, 53, 86
Зазор в работе 102
Зазор идеальный и действительный 60
Зазор наиболее благоприятный 98—100
Зазор при пригонке на свободный ход 100—102
Зазор у качающихся подшипников 29, 31
Зазора на спокойствие хода, влияние 98, 99, 100, 131
Затухания в качающихся подшипниках, действие 30, 31
«Зацепление» или «расцепление» 61, 92—94
Зоммерфельдовская теория подшипника 36

Зубчатого насоса, расчет 163—166
Зубчатый масляный насос, примеры конструкции 170, 171

И

Идеальный и действительный зазор 60
Идеальный и действительный диаметр подшипника 59, 60
Идеальный и действительный диаметр цапфы 59, 60
Износ 10, 11, 12, 13, 15
Износ автомобильного коленчатого вала 167, 168, 317
Износа, прочность подшипниковых металлов в отношении 204, 205, 211, 212
Износа, фактор см. надежности фактор
Интересные случаи из практики:
Нагревание внешнего подшипника 302
Стук в подшипнике коленчатого вала 302
Износ полуна крейцкопфа 303
Ложные смазочные канавки 303
Сработавшийся вертикальный подшипник 304
Сотрясения подшипников у турбины 304
Нагревающийся масляный зубчатый насос 306
Необыкновенный износ поршня 307
Нагревающийся подшипник циркульной пилы 307
Износ скользящего кольца 308
Устраненный избыток масла 308
Нагревающийся осевой подшипник 309
Ненормальный износ цапфы 309
Подпятник, работающий слоем жидкого клина 310
Своеобразная графитовая смазка 311
Несоответствующее моторное масло 312
Неустойчивый вал шлифовальной машины 312
Необъяснимое потребление масла осевым подшипником 313
Неудачная смазка под давлением 314
Самосмазывающийся подшипник насоса для холодной воды 314
Успешная переделка смазочного устройства 315
Дребезжание подшипника небольшого электромотора 315
Борьба с износом коленчатого вала 316
Укороченный подшипник у электромотора 316
Греющиеся параллели большой газовой машины 317
Подшипники паровой машины без пришабрения 317
Ненормальная работа червячного привода 317
Износ трамвайного подшипника 318
Подшипники прокатного стана с большой нагрузкой 318
Удешевленная установка электромотора
Искусственное охлаждение у поперечных подшипников 105, 113, 223, 224

К

Капиллярные опыты 41
Карабронза 204—206
Кинематическая вязкость 233
Клина, относительная и абсолютная длина острия 80
Клина, принцип смазки силою 14
Клиновой поверхности, влияние конечной ширины 82
Клиновой поверхности длина 80
Клиновой поверхности, общая и частная ширина 80
Клиновой поверхности, подъем 80, 82
Колеблющиеся подшипники с переменной давления 29—32
Колеблющиеся подшипники без переменной давления 32, 33
Коленчатого вала, износ 167, 168, 316
Коллаг 195, 196
Кольцевая смазка 152, 153, 242—244
Компандированные масла 185, 187, 188, 189
Консистентные мази, важнейшие качества 193
Конструкций примеры см. примеры конструкций
Концевая цапфа 67, 133—136
Краевое давление 67, 69
Крейцкопф, см. «продольные подшипники и башмак» или «примеры выполнения»
Критическая скорость 42, 233
Куломба закон 10, 11, 37

Л

Ламинарное и турбулентное течение 233
Литература 333—336

М

Мазевая маслянка, автоматическая 160, 179, 180
Мазевые пресса (ручной пресс и большой пресс) 181
Мазью, автоматический прибор для центральной смазки 180
Мазями, область применения смазки 159; 160
Масло, как разнородная субстанция 182
Маслопровода, расчет от 230 до 239
Масляный клапан избыточного давления 154, 169, 176, 239
Масляный охладитель 169, 170, 176, 177
Масляный сепаратор 200, 201
Масляный характеризующий индекс 111—113
Масляных фильтров, примеры конструкции 172—176
Масляных фильтров, расчет 168, 169
Митчевский сегментный упорный подшипник 80, 246—250, 254, 255

Н

- «Набегающая сторона» у поперечного подшипника 18, 154
 Нагревание 20, 69, 138, 190
 Надежности или износа фактор 219, 220, 221
 Натягивание вкладышей 18, 19, 20, 63
 Нейтральность смазочного материала 186, 187
 Неровно обработанные поверхности, см. неровности обработки
 Неровности обработки 59, 61, 62, 85
 Нормальный зазор (пригонка на свободный ход) 100—102
 Нормальный подъем, клина 86
 Ньютоновский закон 11, 37, 38

О

- Обработка вкладыша 62, 63
 Обработка плоских поверхностей скольжения 84, 85, 149, 150
 Обработка поверхностей скольжения, их влияние на поверхности трения 72, 73
 Обработка цапфы 62, 63
 Одношайбовый упорный подшипник, см. «продольный подшипник» или «примеры выполнения»
 Ойдаг, Гредар, Аквадаг 194, 195
 Опорный башмак (см. также крейцкопф) 14, 15
 Опорный подшипник, см. «поперечный подшипник» или примеры выполнения
 Ориентация смазочного слоя 182
 «Ориентировочный эффект» 184
 Осей, смазка 26
 Остатки в маслах 186
 Отношение длины подшипника к его диаметру, с учетом прочности, у концевых цапф 134—136
 Охлаждающем масле, потребность башмака и крейцкопфа при искусственном охлаждении в 224, 225
 Охлаждающем масле, потребность подшипника при искусственном охлаждении (общем) в 223, 224
 Ошибок и недостатков, источник 321

П

- Параллельные поверхности скольжения 13, 14
 Паровой машины, подшипник распределительного механизма 19, 69, 70, 258—260
 Паровой турбины, влияние длины подшипника на трение и потребность в масле у подшипника 226
 Паровой турбины, вычисление количества охлаждающего масла для 222, 223, 224, 225, 226
 Паровой турбины, добавочный фактор для вычисления количества охлаждающего масла для подшипника 224—226

- Паровой турбины подшипник 245, 246, 248 до 251
 Паровой турбины поперечный подшипник, потребность в охлаждающем масле 224—224
 Паровой турбины продольный подшипник, потребность в охлаждающем масле 225, 226
 Паровой турбины, уход за маслом для 199, 200
 Первичный слой (эпилашен) 182
 Пересчет вязкости на другую температуру 133, 143
 «Плавань» 16, 17, 92
 Плоские поверхности скольжения 12—15, 79—87
 Пограничных поверхностей активность 182, 183, 206
 Пограничных поверхностей влияние полужидкостного и жидкостного трения 200—202, 206, 209
 Подача масла, потребление силы 231
 Поддерживающая поверхность, клинообразная (клиновья поверхность) 13—15
 Поддерживающая способность продольных подшипников, предельная 258
 Поддерживающая способность трансмиссионных и машинных подшипников 140—142
 Подпятник, см. «продольный подшипник» или «примеры выполнения»
 Подшипника, бесконечная и конечная длина 51, 52
 Подшипника, влияние длины 67, 68
 Подшипника, идеальный и действительный диаметр 59, 60
 Подшипника, коэффициент трения, см. коэффициент трения
 Подшипника, коэффициент трения для ДИНовской пригонки на свободный ход 100, 102
 Подшипника, наиболее благоприятная длина 70—72
 Подшипников, конструкции, см. «примеры выполнения»
 Подшипников, опыты с работой 23, 24, 37, 70, 142, 196, 203
 Подшипниковая бронза 203—205
 Подшипникового металла, соответствующий выбор 209—211
 Подшипниковый белый металл, активный 201, 206 до 209
 Подшипниковый металл 200—211, 213
 Подшипниковый металл, содержащий графит 201—206 до 209
 Полуохватывающий и вполне охватывающий подшипник 48—49
 Поперечного подшипника общие расчеты 131—142
 Поперечного подшипника, примеры расчета, см. «примеры расчета»
 Поперечный подшипник (определение) 9
 Поршневых машин, установка приводного механизма 69, 259—261

Поршневая смазка (смазка цилиндров) 155—159

Потребность в масле, см. «Смазочное масло, потребность в», или «Охлаждающем масле потребность в».

Практики, интересные случаи из, см. «Интересные случаи из практики».

Прессом, подача масла 18

Прессом смазка (смазка под давлением) 153 до 155

Пригонка на свободный ход 100—102

Прилипание, см. также «Способность прилипания у смазочного вещества» 39, 40

Примеры выполнения:

Рис. 64. Нормальный зубчатый масляный насос.

» 65. Двойной зубчатый масляный насос (Нейдинг).

» 66. Зубчатый ручной масляный насос (Нейдинг).

» 67. Малый масляный фильтр (Фальц).

» 68. Производственный приводной масляный фильтр (Фальц).

» 69. Масляный фильтр для паровой турбины (Фальц).

» 70. Автомобильный масляный фильтр (Фальц).

» 74. Маслоохладитель (Нейдинг).

» 75—77. Цилиндровый смазочный насос (де Лимон).

» 78. Масленка для мази (Меву).

» 79. Центральный аппарат для подачи мази (Меву).

» 80. Ручной пресс для мази (Меву).

» 81. Большой мазевой пресс (Меву).

» 84. Регенерационный масляный фильтр (Бенсманн).

» 85. Регенерационная установка для масел (Бенсманн).

» 86. Масляная центрифуга, маленькая (Вестфалия).

» 87. Масляная центрифуга, большая (Вестфалия).

» 100. Кольцевая смазка стоячего подшипника (Вюльфель).

» 101. Универсальный подшипник с кольцевой смазкой (Фальц).

» 102. Универсальный подшипник с промывной смазкой (Фальц).

» 103. Универсальный подшипник со смазкой мазью (Фальц).

» 104. Фланцевый подшипник с кольцевой смазкой (Фальц).

» 105. Поперечный подшипник паровой турбины (AEG).

» 107. Судовой продольный подшипник с кольцевой смазкой.

» 108. Судовой продольный подшипник со смазкой под давлением (AEG).

Рис. 109. Продольный подшипник паровой турбины (BBC).

» 110. Сравнение сегментного подшипника и гребенчатого подшипника (BBC).

» 111. Продольный подшипник паровой турбины (Фальц).

» 112—114. Продольный судовой подшипник (Фальц).

» 115—116. Продольный подшипник водяной турбины (Файт).

» 117. Продольный подшипник водяной турбины (Фальц).

» 118. Продольный подшипник водяной турбины (Эшер-Висс).

» 119. Коренной подшипник паровой машины (Фальц).

» 120. Подшипник кривошипа паровой машины (Фальц).

» 121. Крейцкопф паровой машины (Фальц).

Примеры расчета 1—44, практические.

1. Положение вала в подшипнике 22

2. Наибольшая допустимая нагрузка подшипника 65

3. Поддерживающая способность подшипника при различной обработке 71

4. Толщина смазочного слоя клиновой поверхности 84

5. Коэффициент трения при разном числе оборотов 91

6. Генераторный подшипник при искусственном охлаждении 115

7. Экономия в трении подшипника, благодаря перемене масла 119

8. Расчет зубчатого насоса 165

9. Расчет масляного фильтра (моторы и паровые турбины) 169

10. Потребность в каплевой смазке для поперечного подшипника 228

11. Потребность в масле под давлением у поперечного подшипника 228

12. Производительность масляного насоса для авто-моторов 228

13. Потребность в охлаждающем масле для подшипников Иальгнеровского умформера 228

14. Потребность в охлаждающем масле для продольного подшипника центробежного насоса для холодной воды 229

15. Потребность в охлаждающем масле для поперечного подшипника паровой турбины 230

16. Потребность в охлаждающем масле для продольного подшипника паровой турбины 230

17. Потребность в масле у башмака крейцкопфа при смазке под давлением 229

18. Потребность в масле у продольного подшипника червячной передачи 230

19. Масляный трубопровод для автомобильного мотора 238
20. Поперечный разрез выхода промышленного масла поперечного подшипника паровой турбины 240
21. Подбор масла для подшипников Ильгнеровского умформера 280
22. Подбор масла для подшипников Ильгнеровского умформера при данном зазоре 281
23. Полный расчет подшипника подъемника 282
24. Подшипник приводного механизма маленьких турбин 284
25. Благоприятные размеры машинного подшипника с кольцевой смазкой 284
26. Предельная поддерживающая способность машинного подшипника с кольцевой смазкой 285
27. Вагонный осевой подшипник 286
28. Подшипник генератора постоянного тока с искусственным охлаждением 287
29. Подшипник цапфы коленчатого вала компрессора 288
30. Внешний подшипник паровой машины 289
31. Продольный подшипник червячной передачи 290
32. Односторонний башмак крейцкопфа паровой машины 291
33. Подпятник водяной турбины 292
34. Головной упорный подшипник центробежного насоса для глубоких колодцев 293
35. Определение подъема клина у крейцкопфа большой газовой машины 294
36. Определение надежности работы у крейцкопфа большой газовой машины 295
37. Крейцкопф паровой машины с перегретым паром 295
38. Башмак воздухоудвигной машины 296
39. Крейцкопф двигателя для прокатного стана с маховиком 297
40. Главный упорный подшипник грузового парохода 297
41. Продольный подшипник водяной турбины 298
42. Циркуляционный насос для горячей воды 299
43. Продольный подшипник для большого червячного привода 299
44. Упорный подшипник винтового вала быстроходного парохода 301
- Примеры расчетов или «примеры выполнений».
- «Притирка» подшипников 20, 76, 77
- «Притирка» с коллоидальным графитом 77, 78
- Продольного подшипника и башмака, общие расчеты 142—150

Продольного подшипника коэффициент трения 259

Продольного подшипника, предельная поддерживающая способность 259

Продольный подшипник (определение) 9

Промышленная смазка 153, 154

Промышленного масла у подшипников, профиль впуска 239—241

Пуассея, закон 41, 42, 43

Пудервизационного литья, метод 210

Путь середины вала 49,50

Пыльных производств смазка для 159, 160

Р

Расцепление или сцепление 61, 92, 93, 94

Расчет на нагревание прежде и теперь 138, 139

Расчет поперечного подшипника общий 138—141

Расчет продольного подшипника и башмака, общий 142—150

Расчета метод по $\nu \text{ и } \text{const}$ 138—142

Расчета примеры, см. примеры расчетов

Расчетные формулы, важнейшие 268—279

Рафинаты 187

Регенерация отработанных масел 196—200

Рейнольдсовское число 42, 233

Рейнольдсовское число, критическое 42

«Решетчатый металл» 206—209

С

Самоустановка вкладышей 19, 20, 67

Самоустановка плоских поверхностей скольжения 80, 81, 85, 86

Свободная пришабровка вкладышей 20, 31

Сегментные упорные подшипники 80, 246, 250

Случаи из практики, интересные, см. «Интересные случаи из практики»

Смазка несовершенная 11

Смазка под давлением (смазка, подаваемая прессом) 153—155

Смазка совершенная 11, 15

Смазки, виды (капельная, кольцевая, промывная, подаваемая прессом и т. д.) 150—160

Смазки под давлением, устройство установки для подачи 169—171

Смазочного слоя, давление (Подъема давление в смазочном слое) 13, 14, 16, 17, 18

Смазочного слоя или подшипника температура, у поперечных подшипников 107, 108, 111

Смазочного слоя у поперечных подшипников, наименьшая толщина 54—60

Смазочного слоя у поперечных подшипников, нормальная, допустимая толщина 63

Смазочного слоя у поперечных подшипников, толщина 16, 54—58

Смазочного слоя у поперечных подшипников, эмпирическая формула $d/\text{наименьшей толщины}$ 56

Смазочные канавки в наружной поверхности цапфы 26, 27

Смазочные канавки (практическое доказательство их вредности) 22—25

Смазочные канавки, продольные, перекрестные и окружные 21—27

Смазочные канавки, теоретическое доказательство их вредности 21—22

Смазочные канавки у качающихся цапф без перемены давления 32

Смазочные канавки, у качающихся цапф с переменной давления 32

Смазочные канавки, целесообразные 24—28, 32, 33

Смазочные кольца, наглухо прикрепленные и свободные 152, 153, 242, 243, 244, 248

Смазочные масла, разделение по вязкости 191, 212

Смазочные прессы 177

Смазочные свойства смазочных материалов 183, 186

Смазочный слой, клинообразный 13, 14, 15, 16, 17, 18

Смазочным материалам специальная литература по 187

Смазочных канавок, форма 32

Смазочных масел, важнейшие качества 186—189

Смазочных маслах, потребность в, у башмаков и продольных подшипников при капельной смазке 216—227

Смазочных маслах, потребность в, у башмаков и продольных подшипников, при смазке под давлением и естественном охлаждении 227, 228

Смазочных маслах, потребность в, у поперечных подшипников при капельной смазке 213—216

Смазочных маслах, потребность в, у поперечных подшипников, при смазке под давлением 217—219

Смазочных материалов, вязкость 38—47, 186, 189—192

Смазочных материалов общие качества 38—40

Смазочных материалов, покупка 187—195

Смазочных материалов, полярность 182, 183

Смазочных материалов, прочность прилипания 183, 185, 186

Смазочных материалов, физико-химические исследования 182—186, 321—322

Смазочных насосов, примеры выполнения 178—185

«Совершенная смазка» и «скудная смазка» 150, 151

Совершенной смазки, характеристика 153

Судовой упорный подшипник 239, 240, 254

Т

Таблицы (1—18).

1. Зависимость относительной величины φ и угла расположения β от эксцентриситета X 50
2. Поправочный множитель C относительной величины φ для различной длины подшипника 52
3. Зависимость относительного зазора φ от эксцентриситета φ 53
4. Величина наименьшей толщины смазочного слоя h при различном эксцентриситете φ 56
5. Высота неровностей δ обработанных поверхностей у незакаленной сименс-мартеновской стали 62
6. Зависимость относительной величины φ от относительной длины острия клина X 81
7. Подъем клина E и наименьшая толщина смазочного слоя h при различной длине острия клина X 82
8. Величина числового коэффициента φ в зависимости от φ или от эксцентриситета 87
9. Коэффициент трения подшипника для ДИНовской пригонки на свободный ход (среднее значение) при различной толщине смазочного слоя 101
10. Индивидуальные коэффициенты отвода теплоты («факторы лучеиспускания») поперечных подшипников при спокойном и движущемся воздухе 109
11. Вязкости и характеристики масляных кривых (рис. 52) 114
12. Индивидуальные коэффициенты отвода тепла («факторы лучеиспускания») у плоских поверхностей скольжения, при спокойном и движущемся воздухе 125
13. Числовое значение произведения $\theta_2 \cdot (\theta - \theta_1)$ для определения температуры смазочного слоя и крейцкопфа при данном смазочном материале 129
14. Искривление $1/k$ в мм и напряжение на изгиб стальной концевой цапфы при отношении $l:d = 1,5$ для удельного давления до 150 кг/см^2 135
15. Предельное допустимое удельное давление для стальных концевых цапф в подвижных вкладышах с учетом прочности в отношении изгиба 136
16. Числовые значения произведения $[0,1 \cdot \theta \cdot (\theta - \theta_1)]^{1/3}$ для определения температуры смазочного слоя θ ком-

бинированных поперечных и продольных подшипников при данном смазочном материале 147

17. Допустимая (фиктивная) скорость фильтрации масла V_f в м/сек, отнесенная ко всей площади фильтровальной пластины F_0 (без опорной стойки) 168
18. Скорость V_0 в м/сек, поперечного сечения трубы F_0 в см², скоростная высота трубы P_{H_0} и высота сопротивления трения в трубе p_k в ат на 1 м прямой трубы при данном Q' в л/мин и d_0 в мм для масла при вязкости $E^0 = 2 \div 100$ градусов Энглера 237, 238

Такт хода, смазка цилиндров в 155—159

Такт хода с пропуском, смазка в 158

Температура подшипника или температура смазочного слоя у поперечных подшипников 108—111, 223

Температурное изменение вязкости масла 47, 111, 112

Тепла, у поперечных подшипников, отвод 107—110

Тепловой баланс для кривокопфа при естественном охлаждении 125—128

Тепловой баланс для плоских поверхностей скольжения при искусственном охлаждении 128, 129, 149

Тепловой баланс для поперечного подшипника при естественном охлаждении 110, 113

Тепловой баланс для поперечного подшипника при искусственном охлаждении 113—117

Тепловой баланс для продольного подшипника при естественном охлаждении 144, 145, 147

Теплообразование и теплоотвод у плоских поверхностей скольжения 123, 124

Теплообразование и теплоотдача у поперечных подшипников 106, 107

Теплоотдача, удельная 107—109

Толщина смазочного слоя, наименьшая, у плоских поверхностей скольжения, 80—82

Толщина смазочного слоя, наименьшая, у плоских поверхностей скольжения, нормально допустимая 85

Толщина смазочного слоя, у плоских поверхностей скольжения, эмпирическая формула для наименьшей 82—84

Точность расчетов подшипника 35, 52, 102, 186, 322

Трансмиссионные и машинные подшипники 242—245

Трансмиссионных и машинных подшипников, эмпирические формулы для расчета 139—142

Трение жидкостное (определение) 10, 11, 15, 31, 92

Трение полужидкостное 93, 189

Трение полусухое 10, 15, 94, 96

Трение сухое 10

Трения коэффициент, продольного подшипника 258

Трения, наиболее благоприятная работа, у плоских поверхностей скольжения 123

Трения, наиболее благоприятная работа, у поперечных подшипников 118—119

Трения, определение, теоретическое и практическое 91—95

Трения покоя, коэффициент 94, 95

Трения, работа, у плоских поверхностей скольжения 122, 123

Трения, работа у поперечных подшипников 96, 97, 108

Трения, расчет коэффициента, у плоских поверхностей 120—122

Трения, расчет коэффициента у поперечных подшипников 88, 90, 102

Трения, расчет работы, из температуры трения у поперечных подшипников 117—119

Труб, особое сопротивление в изгибах 224

Трубах, коэффициент трения в 232, 233

Трубах, сопротивление трения в 230—237

Трубопровод масляного насоса автомобильного мотора 220, 221

Турбулентность 43, 233

у

Угол отклонения 49

Угол скорости 49

Ударами в работе, борьба с 154, 155

Удельное давление, допустимое у концевых цапф с учетом прочности в отношении прогиба 134—136

Удельное давление, допустимое у плоских поверхностей (момент влияния) 86, 87

Удельное давление, допустимое у поперечных подшипников (момент влияния) 75, 76

Указания (общие) в отношении конструкции, технического выполнения и работы 262—268

Указания (общие) в отношении расчетов, конструкции, технического выполнения и работы 262—278

Упорный подшипник, см. «продольный подшипник»

Установочные болты с автоматической смазкой 179

Ф

Фактор лучеиспускания у поперечных подшипников 109, 110

«Факторы лучеиспускания» для крей-
копфа и продольного подшипника
124, 125

Фильтрация масла 167, 168

Фильтровальная ткань (Гельме-пласти-
ны) 168, 175—182

«Флоридиновый» фильтр 198—200

Формулы, значение знаков 323—326

Ц

Цапфы, диаметр, идеальный и действи-
тельный 59, 60

Цапфы прогиб, см. «вала прогиб».

Цапфы, расположение 16, 17, 49—51

Цилиндрической формы, точность 72, 73

Цилиндров, смазка 155—159, 189, 192,
193

Цилиндров, экономная смазка 157—159

Цилиндровые масла 188, 192, 193

Циркуляционная смазка 151—154

Циркуляционная смазка, см. «промываю-
щая смазка».

Ч

Число оборотов, влияние на надежность
работы 117, 118

Чугун, в качестве материала для под-
шипников 19, 20, 203, 204, 250

Э

Эксцентрика, определение поддерживаю-
щей способности 70

Эксцентриситет (вала в подшипнике) 16,
17, 49, 50, 55

Эмпирическая формула для потребности
в масле у подшипника, получающего
масло при помощи пресса и у поршне-
вой машины 221, 222, 223

Эмпирическая формула для расчета
трансмиссионных и машинных под-
шипников 140, 141

Энглера вискозиметр 42

Энглера градусы и абсолютная вязкость
42—47

Энглеру вязкость по 38, 111—113

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
23	Фиг. 9 и 10 — какие помечать места (подписочные подписи даны правильно)		
52	8 снизу (1 графа таблицы)	d	$l: d$
57	12 снизу	$-\chi$	$1 - \chi$
65	14 сверху	$h_{\min} =$	$h_{\min} =$
80	10 снизу	$p_m = \frac{P'}{a \cdot B}$	$p_m = \frac{P'}{L \cdot B}$
86	1 сверху	$H = \sqrt{\quad}$	$H = \sqrt[1,3]{\quad}$
89	13 снизу	$\mu = \frac{\chi}{\sqrt{2}}$	$\mu = \frac{x}{\sqrt{2}}$
90	8 сверху	$= \sqrt{\frac{4(1+1)}{1}} =$	$= \sqrt{\frac{4 \cdot 1 + 1}{1}} =$
101	2 снизу (1-й столбец)	$= h_{0,5} \text{ мм}$	$= h_{0,5}'' \text{ мм}$
106	1 сверху	$p =$	$p_m =$
118	10 снизу	$= \frac{N_1 - N_2}{N_2} \%$	$= \frac{N_1 - N_2}{N_1} \%$
119	15 сверху	$= \frac{77}{100} =$	$= \frac{77}{177} =$
119	17 "	$= \frac{a \cdot T^{1,3} \cdot d \cdot l}{200} =$	$= \frac{a \cdot T^{1,3} \cdot d \cdot l}{12} =$
121	11 "	$\mu = \tau$	$\mu = \tau \sqrt{\frac{z \cdot V}{p_m \cdot L}}$
121	13 "	$\frac{Z \cdot V}{P_m \cdot L}$	Это выражение излишнее
125	6 снизу	$\sqrt{\frac{P^3 \cdot \sqrt{3} \cdot z}{B}}$	$\sqrt{\frac{P' \cdot \sqrt{3} \cdot z}{B}}$
126	1 "	$\theta = \frac{\theta_1}{2} \cdot \sqrt{\quad}$	$\theta = \frac{\theta_1}{2} + \sqrt{\quad}$
127	9 "	$B = eB_1$	$B = \sum B_1$
129	5 сверху	$\mu =$	$\theta =$
135	6 снизу (последн. столбец)	1090	1690

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
140	14 сверху (1-й столбец)	$p : d =$	$p : d' =$
146	10 сверху	$H_{20,005} =$	$H_{e_{0,005}} =$
215	3 "	$q = \frac{p_0 \cdot b \cdot h^3}{12 \cdot l_1 \cdot z}$	$q = \frac{p_0 \cdot b \cdot h_m^3}{12 \cdot l_1 \cdot z}$
225	9 снизу	в трубке γ_0	в трубке λ_0
238	17 "	$0,14 \cdot \frac{v_0^2}{z \cdot g} \cdot \mu$	$0,14 \cdot \frac{v_0^2}{2g} \cdot \mu$
272	1 "	$d'' =$	$d' =$
273	14 сверху	$\mu = 3,8 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{P_m}}$	$\mu = 3,8 \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \omega}{P_m}}$
275	3 "	$= \frac{\xi \cdot d^3}{36,9 \cdot (\theta - \theta_2)}$	$= \frac{\xi \cdot d^3}{39,6 (\theta - \theta_2)}$
279	1 снизу	$= \left(1 + \frac{0,5 \cdot p}{P_m}\right)$	$= \left(1 + \frac{0,5 \cdot p_1}{P_m}\right)$
323	9 "	L'	L''