

Уравновешивание двигателей внутреннего сгорания

В.К. Вильсон



ОНТИ — НКТП — СССР

1935

В. К. ВИЛЬСОН

Депозитарий

УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ПЕРЕВОД С АНГЛИЙСКОГО инж. П. А. КУДРЯВЦЕВА И
З. Г. ВУЯКОВИЧ ПОД РЕДАКЦИЕЙ инж. В. К. ЖИТОМИРСКОГО

1/399934

Республиканская
научно-техническая библиотека
Атрымана ў дар ад У. К. СЕР-
ГІЕНКО, В. А. СЕРГІЕВА



НКТП — СССР

ОБЪЕДИНЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
МОСКВА — 1935 — ЛЕНИНГРАД

ЭТ-45-5-3(2)

Редактор инж. *С. М. Лосев*

Техредактор *А. Д. Чарое*

Сдано в производство 2/VII—1934 г.
Уполномоченный Главлита № В—98438
Бумага 62×94/16 14³/₄ п. л.

Подписано к печати 19/III—1935 г.
Энергоиздат № 619 Тираж 5 000
Количество знаков в п. л. 52 224

8-я типогр. „Мособлполиграф“, ул. Фр. Энгельса, 46.

От редактора

Конструированию и расчету двигателей внутреннего сгорания до революции мы учились по германской литературе. После революции, в восстановительный период, наша промышленность в области дизелестроения пользовалась германскими лицензиями. Естественно, что в технической литературе по двигателестроению на русском языке укоренились германские методы расчета, терминология и даже буквенные обозначения величин, входящих в расчет.

Хотя германская техника двигателестроения стоит бесспорно чрезвычайно высоко, но в английской и американской практике есть много своеобразного, также заслуживающего внимания конструктора. Эта практика находит свое отражение в англо-американской технической литературе, знакомство с которой у наших дизелистов гораздо слабее, чем с германской.

Мы не видели оснований к приспособлению английских обозначений и приемов изложения в книге Вильсона к принятым у нас, т. е. германским; правда, привычные обозначения облегчают чтение, но для читающих технические журналы на английском языке (а таких читателей становится все больше) будут удобны именно обозначения Вильсона, хотя привыкшие к германским журналам предпочли бы, конечно, видеть вес обозначенным буквой *G* (*Gewicht*) вместо Вильсоновского *W* (*Weight*) и т. п.

В переводе сохранены следующие особенности:

1. Вычисление сил инерции и вообще весь расчет уравнивания ведется в терминах веса, а не масс. Так как в громадном большинстве случаев при уравнивании приходится иметь дело с отношением масс, то, естественно, замена его отношением весов не меняет дела. Поэтому в английской практике прямо пользуются весами. Там, где нужно найти абсолютную величину силы, ускорение силы тяжести учтено в коэффициенте.

2. Вильсон обозначает словом „пара“ (*couple*) как самую пару, так и момент пары сил и просто момент силы. Так как в расчет везде входит момент, то мы везде применяли этот термин. Таким образом „момент первого порядка“ может значить „момент пары сил первого порядка“ или „момент равнодействующей силы первого порядка“ (относительно выбранной плоскости отсчета). Возможность путаницы устранена везде, где нужно, ссылкой на чертеж.

3. Мы сохранили цифровые данные примеров Вильсона. Так как они относятся к определенным размерам цилиндров и хода поршня, то мы не изменяли этих величин, пересчитав их только в метрические меры. Разумеется, точность до десятых миллиметра в этом пересчете только напоминает о том, что размер был дан в оригинале в дюймах и позволяет, если нужно, вернуться к английским мерам. С точки зрения уравнивания эти знаки не имеют значения.

Вильсон предполагает известными читателю основные формулы кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма. Мы не считали также нужным давать выводы этих основных формул, известных из общих курсов (прикладной механики, теории двигателей) и помещенных в справочниках.

Книга Вильсона рассчитана на конструкторов, главным образом, судовых и стационарных двигателей. Ей поэтому придана удобная для практического пользования форма: разобраны типичные случаи, поясненные таблицами и диаграммами. Такое построение неизбежно вызывает повторение в разных главах отдельных частей расчета. Для читателя, пользующегося книгой не для практического расчета, а для общего ознакомления с принципами уравнивания удобнее прочесть сначала 11-ю главу, а затем уже просмотреть начальные главы.

Полнота трактовки, охватывающей не только уравнивание, но и расчет фундаментов, обилие примеров, таблицы практически применяемых соотношений и цифровых величин придают книге Вильсона характер заводского расчетного пособия.

Однако она вполне пригодна и как пособие для студентов, специализирующихся по двигателям, при условии незначительного по объему дополнения содержащегося в ней материала данными о динамике кривошипного механизма (из курса прикладной механики) и выводами формул из теории колебаний, используемых в главе о расчете фундамента.

В. Житомирский

Предисловие автора

Непрерывное развитие двигателей внутреннего сгорания за последнее десятилетие вскрыло экономическую выгоду первичного двигателя этого типа.

Особенно успешно развивалось применение двигателя внутреннего сгорания на судах, и в настоящее время имеются типы двигателей для всех важнейших видов океанского транспорта. Несомненно, что последующее развитие двигателей внутреннего сгорания будет в значительной степени зависеть от возможности постройки двигателей, свободных от колебаний, как для главных судовых машин, так и для машин вспомогательных. Постепенно становится общепризнанным, что уравновешенность двигателя является неперменным условием каждой первоклассной судовой установки и что в этом случае уравновешивание не может рассматриваться как второстепенное техническое усовершенствование. Технические условия становятся все более и более настойчивыми в отношении требования машин, свободных от колебаний, и во многих случаях это требование является неперменным условием при заключении контракта.

Для тихоходных машин колебания, возникающие благодаря ускорениям неуравновешенных масс, не имеют такого большого значения. Но так как влияние неуравновешенности сказывается пропорционально квадрату увеличения скорости, то очевидно, что более быстроходные и, следовательно, более компактные типы машин, к которым стремятся конструктора двигателей, будут значительно больше страдать от колебаний, если проблеме уравновешивания не будет уделено внимания. Можно, следовательно, извлечь и другую пользу из изучения вопросов уравновешивания двигателей, а именно: получить возможность строить более быстроходные, более компактные и поэтому более дешевые машины без соответствующего ухудшения условий работы вследствие колебаний.

Результаты неуравновешенности сказываются весьма различно на колебаниях в зависимости от того, совпадает или нет частота периодических возбуждающих сил или пар с частотой собственных колебаний части машины или окружающих ее устройств. Если частота возбуждающих сил и частота собственных колебаний совпадут, то амплитуды колебаний могут достигнуть опасных величин даже при условии слабых возбуждающих сил. Предотвращение возникновения этих условий на

протяжении всего диапазона рабочих скоростей двигателя является частью проблемы уравнивания.

Колебания возникают по нескольким причинам, например, вследствие неизбежной неуровновешенности, которая имеет место в одноцилиндровых машинах. Уравновесить одноцилиндровый двигатель полностью не представляется возможным без полного изменения конструкции, хотя результаты неуровновешенности можно довести до минимума. Недостаточная жесткость является другой причиной колебаний, но она может быть устранена рациональной конструкцией. Вообще колебания, возникающие из-за наличия неуровновешенных вращающихся масс, могут быть совершенно устранены, и обычно существует очень экономичный способ достижения этого, особенно в применении к многоцилиндровым машинам. Устранение колебаний, возникающих под действием неуровновешенных поступательно движущихся масс, является более трудной проблемой и требует основательных знаний принципов уравнивания. В этой книге сделана попытка дать краткое и ясное изложение теории уравнивания и практических указаний, основанных на многолетнем опыте в области конструирования и производства двигателей внутреннего сгорания. С этой целью, а так же и для того, чтобы научить уверенно пользоваться формулами и методами расчета, приводятся много примеров из современной практики.

На протяжении всей книги автор стремился согласовать предлагаемый материал с требованиями студентов и конструкторов. Например, в первых главах книги дан метод расчета при помощи таблиц, легко усваиваемый и достаточно точный при решении более простых проблем, в то время как в конце книги приведены математические методы анализа для более сложных случаев. Однако необходимо отметить, что истинное искусство уравнивания требует большего, чем умение решать математические уравнения. Постоянное противоречие между теоретическими соображениями и практическими возможностями требует умения находить решение вопросов при помощи удачных компромиссов. Автор надеется, что, читая эту книгу, пользующийся ею сможет получить представление о характере и значении таких компромиссов.

Графическим методам посвящена только одна глава. Автор полагает, что для двигателей, в которых движущиеся части всех цилиндров идентичны, благодаря чему двигатель в целом поддается сравнительно легко математическому расчету, графический метод хорош главным образом при проверке результатов, полученных другими методами.

Значение неуровновешенных сил инерции высших порядков или их моментов также не было упущено из виду, хотя методам вычисления их действительных величин не уделено много внимания, так как определение их частоты имеет большее практическое значение, чем определение их величин. Периодические силы инерции и моменты сил первого порядка имеют частоту, равную числу оборотов в минуту коленчатого вала двигателя, которая обычно слишком низка, чтобы вызвать какие-либо серьезные колебания, возникающие вследствие совпадения с частотой собственных колебаний части двигателя или окружающих его устройств. То же самое, но в меньшей степени, относится и к неуровновешенным силам инерции и моментам сил второго порядка, которые имеют частоту, равную удвоенному числу оборотов в минуту колен-

чатого вала двигателя. В обоих этих случаях наиболее вероятной причиной возникновения каких-либо колебаний является самая величина неуравновешенных сил инерции и моментов; наличие их сказывается содроганиями всего двигателя в целом.

Значительные колебания высших порядков могут возникнуть, если возмущающие силы высших порядков, имеющие частоты, кратные числу оборотов в минуту коленчатого вала двигателя, совпадут с частотами собственных колебаний какой-либо части двигателя или окружающих его устройств. За пределами критических скоростей величины сил инерции и моментов сил высших порядков обычно слишком малы для того, чтобы вызвать заметные колебания, но в пределах критических скоростей даже незначительные возмущающие силы могут вызывать разрушения в предметах, находящихся в сфере действия сил в случае наступления резонанса.

В настоящее время мы не располагаем методами уничтожения возмущающих сил высших порядков, и практическое разрешение вопроса состоит в уменьшении их действия путем изменения зон критических скоростей, что достигается увеличением жесткости колеблющейся части или установкой двигателя на специальных устройствах, уничтожающих эти колебания.

В заключение автор выражает благодарность фирмам, упомянутым в тексте, за разрешение поместить в книге предоставленные ими материалы.

ОГЛАВЛЕНИЕ

От редактора	Стр. 3
Предисловие автора	5

Глава I

Основные принципы

Колебания. Критические скорости. Силы, действующие на раму двигателя. Давление газов. Внутренние напряжения. Действие анкерных связей. Влияние шатуна. Реакция крутящего момента. Отношение максимального крутящего момента к среднему. Силы инерции. Вращающиеся и поступательно-движущиеся массы. Горизонтальные и вертикальные силы инерции. Силы инерции первого порядка. Силы инерции второго порядка. Точные выражения для сил инерции. Постоянные в выражении для сил инерции. Коэффициенты в выражении вертикальной силы инерции и пары сил для одного кривошипа. Коэффициенты в выражении горизонтальной силы инерции и пары сил для одного кривошипа. Максимальные неуравновешенные вертикальные и горизонтальные силы инерции для одного кривошипа. Особенности двигателей простого и двойного действия 13—28

Глава II

Таблицы для расчета уравнивания четырехцилиндровых двигателей

Коэффициенты для вычисления неуравновешенных вертикальных и горизонтальных сил инерции и моментов. Влияние расположения кривошипов и расстояния между цилиндрами. Влияние противовесов. Расположение кривошипов, необходимое для устранения моментов сил второго порядка. Величина неуравновешенных сил инерции и моментов для стандартной серии двигателей. Обзор результатов вычислений для четырехцилиндровых двигателей. Силы инерции и моменты высших порядков для четырехцилиндровых двигателей. Порядок и частота неуравновешенных сил инерции и моментов сил для двигателей, имеющих от одного до восьми цилиндров 29—55

Глава III

Таблицы для расчета уравнивания шестицилиндровых двигателей

Коэффициенты для вычисления неуравновешенных вертикальных и горизонтальных моментов сил. Влияние расположения кривошипов. Уравновешенные двигатели. Влияние расстояния между осями цилиндров. Влияние противовесов. Расположение кривошипов, необходимое для устранения моментов сил первого и второго порядков. Расположение кривошипов, необходимое для устранения пар сил первого порядка. Величина неуравновешенных моментов сил для стандартной серии. Коэффициенты для вычисления величин неуравновешенных сил инерции и моментов сил двигателей, имеющих от одного до восьми цилиндров. Силы инерции и моменты сил высших порядков для шестицилиндровых двигателей. Размеры коленчатых валов. Размеры чугунных противовесов . 56—80

Глава IV

Одноцилиндровые двигатели

Неуравновешенный двигатель. Вертикальные и горизонтальные силы инерции. Силы инерции первого и второго порядков. Шатун. Эквивалентные массы для замены шатуна. Вращающиеся противовесы. Уравновешивание первого порядка. Уравновешивание второго порядка. Поступательно движущиеся противовесы, приводимые в действие при помощи балансиров. Поступательно движущиеся противовесы с наклонно расположенными осями. Влияние вспомогательных механизмов. Вспомогательные механизмы, приводимые в движение кривошипами. Расположение вспомогательных механизмов, употребляемое для устранения неуравновешенных моментов сил. Вспомогательные механизмы, приводимые в движение балансирами. Влияние шатуна. Употребление специальных материалов. Сравнительные расчеты для одноцилиндровых двигателей 81—98

Глава V

Двухцилиндровые двигатели

Неуравновешенные двигатели. Влияние расположения кривошипов. Двигатели простого и двойного действия. Двухтактные и четырехтактные двигатели. Влияние противовесов. Расположение и величина противовесов. Влияние вспомогательных механизмов. Вспомогательные механизмы, приводимые в движение балансирами. Вспомогательные механизмы, приводимые в движение кривошипом. Устройство вспомогательных механизмов для уравновешивания моментов сил. Влияние шатуна. Употребление специальных материалов. Силы инерции и моменты сил высших порядков. Сравнительные расчеты уравновешивания двухцилиндровых двигателей 99—105

Глава VI

Трехцилиндровые двигатели

Неуравновешенные двигатели. Двигатели простого и двойного действия. Двухтактные и четырехтактные двигатели. Влияние противовесов. Вычисление расположения и величины противовесов. Влияние вспомогательных механизмов. Устройство вспомогательных механизмов для уравновешивания моментов сил первого порядка. Уравновешенные трехцилиндровые двигатели теплохода „Бермуда“. Влияние шатуна. Сравнительные расчеты уравновешивания трехцилиндровых двигателей. 106—128

Глава VII

Четырехцилиндровые двигатели

Неуравновешенные двигатели. Влияние расположения кривошипов. Двигатели простого и двойного действия. Двухтактные и четырехтактные двигатели. Расположение кривошипов для достижения максимального уравновешивания первого порядка. Расположение кривошипов для достижения уравновешивания второго порядка. Расположение кривошипов для двигателей двойного действия. Влияние расстояния между осями цилиндров. Влияние противовесов. Уравновешенные четырехцилиндровые двигатели теплохода „Эмпресс оф Острелиа“. Расположение и величина противовесов для уравновешивания моментов сил первого порядка. Различные способы достижения полного уравновешивания при помощи противовесов. Влияние вспомогательных механизмов. Вспомогательные механизмы, приводимые в движение балансирами. Устройство вспомогательных механизмов для достижения уравновешивания первого порядка. Устройство вспомогательных механизмов для достижения уравновешивания моментов сил первого и второго порядков. Устройство вспомогательных меха-

низмов для достижения полного уравновешивания первого и второго порядков. Влияние шатуна. Сравнительные расчеты уравновешивания четырехцилиндровых двигателей 129—145

Глава VIII

Пятицилиндровые двигатели

Неуравновешенные двигатели. Влияние расположения кривошипов. Расположение кривошипов для максимального уравновешивания двигателя. Влияние вспомогательных механизмов. Устройство вспомогательных механизмов для уравновешивания моментов сил первого порядка. Сравнение влияния различного устройства вспомогательных механизмов. Влияние шатуна. Сравнительные расчеты уравновешивания пятицилиндровых двигателей 146—159

Глава IX

Шестицилиндровые двигатели

Влияние расположения кривошипов. Факторы, влияющие на выбор того или иного расположения кривошипов. Двигатели простого и двойного действия. Двухтактные и четырехтактные двигатели. Ра положение кривошипов для достижения уравновешивания второго порядка. Расположение кривошипов, обеспечивающее максимальное уравновешивание двигателя. Расположение кривошипов и расстояния между осями цилиндров, необходимые для уравновешивания моментов сил первого порядка. Влияние расстояния между осями цилиндра. Влияние противовесов. Внешнее и внутреннее уравновешивания. Изгибающие моменты, действующие на коленчатый вал и раму двигателя. Устройство противовесов для улучшения внутреннего уравновешивания. Устройство противовесов для получения полного уравновешивания первого и второго порядков. Влияние вспомогательных механизмов. Устройство вспомогательных механизмов для достижения минимального нарушения уравновешивания шестицилиндровых уравновешенных двигателей. Устройство вспомогательных механизмов для уравновешивания моментов сил первого порядка. Влияние длины шатуна. Сравнительные расчеты для шестицилиндровых двигателей . 160—176

Глава X

Восьмицилиндровые двигатели

Влияние расположения кривошипов. Двигатели простого и двойного действия. Двухтактные и четырехтактные двигатели. Нагрузка от центробежных сил и сил инерции на коренные подшипники. Расположение кривошипов для уравновешивания первого и второго порядка. Расположение кривошипов для уравновешивания второго порядка. Влияние расстояния между осями цилиндров. Формулы для вычисления неуравновешенных моментов сил. Влияние противовесов. Устройство противовесов для уменьшения нагрузки на раму двигателя от сил инерции. Влияние вспомогательных механизмов. Устройство вспомогательных механизмов для уравновешивания моментов сил первого порядка. Влияние шатуна. Сравнительные расчеты для восьмицилиндровых двигателей. Сравнительные расчеты для двигателей, имеющих от одного до восьми цилиндров 177—190

Глава XI

Графические методы, применяемые для разрешения проблемы уравновешивания

Силы инерции вращающихся масс. Моменты сил инерции вращающихся масс. Силы инерции поступательно движущихся масс первого порядка. Момент сил поступательно движущихся масс первого порядка. Момент сил второго порядка. Графические методы для определения величины противовесов

для трехцилиндровых двигателей. Применение графического метода к шестицилиндровым двигателям 191—200

Глава XII

Общие проблемы уравнивания двигателей

Основные характеристики двигателей внутреннего сгорания. Типы двигателей. Двигатели простого и двойного действия. Четырехтактные и двухтактные двигатели. Компрессорные и бескомпрессорные двигатели. Процесс продувки. Двигатели с тронковыми поршнями. Вспомогательные судовые двигатели. Конструкции двигателей с коммерческой точки зрения. Среднее индикаторное давление. Скорость поршня. Число цилиндров. Максимальная мощность цилиндра. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра. Конструкция камеры сгорания. Число оборотов в минуту двигателя. Коэффициент полезного действия гребного вала. Вспомогательные механизмы двигателя. Крутильные колебания. Колебания корпуса судна. Формула Шлика 201—210

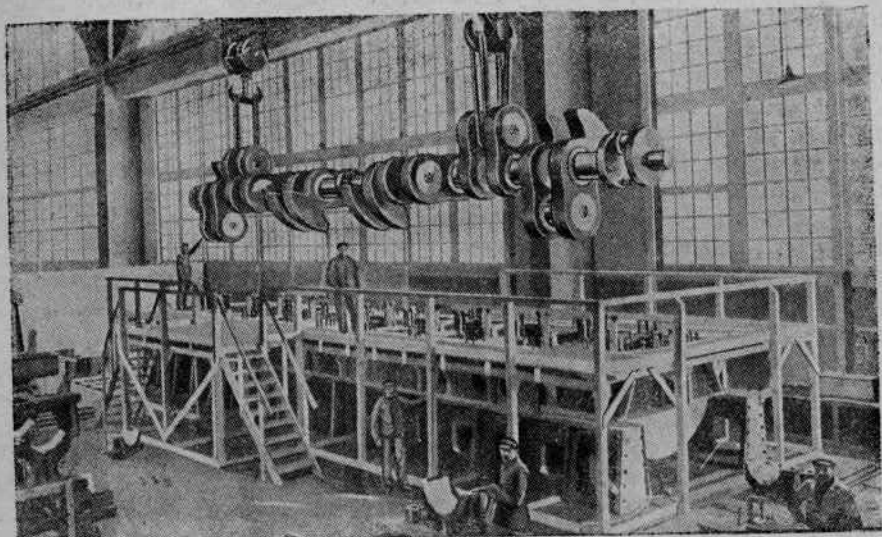
Глава XIII

Фундаменты двигателей

Стационарные установки. Бетонный фундамент. Каменный фундамент. Железобетонный фундамент. Кирпичный фундамент. Допустимые нагрузки на грунт. Размеры фундаментов. Фундаментные болты. Невибрирующие фундаменты. Причины колебаний. Динамическое и статическое уравнивание. Лопаточные и поршневые машины. Изолированные фундаменты. Эластичные материалы. Фундаменты, изолированные пружинами. Вынужденные колебания. Судовые установки. Главные опоры двигателя. Рамы судовых двигателей. Опоры вспомогательных судовых двигателей. Антивибрационные опоры судовых двигателей 211—233

Приложение

Тригонометрические формулы 234
Формулы дифференцирования 235
Алфавитный указатель —



Коленчатый вал восьмицилиндрового четырехтактного судового двигателя простого действия, мощностью в 4 240 индикаторных лошадиных сил с диаметром цилиндра в 750 мм, ходом поршня в 1 500 мм и с противовесами, укрепленными на щеках кривошипов.

ГЛАВА I ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ

Колебания

В системах, подверженных действию периодических сил, возможно возникновение колебаний. Это является основным злом неуравновешенности масс, а вредные влияния колебаний слишком хорошо известны, чтобы уделять здесь этому много внимания. Неравномерный износ, быстрая порча движущихся частей, крайне неприятные сотрясения и чрезвычайный шум являются наименее опасными следствиями колебаний.

Такие основные детали машин, как коленчатый вал, передача к распределительному валу и привод клапанов, подвергаются серьезному расстройству вследствие постоянных колебаний, особенно в двигателях внутреннего сгорания. Надо также помнить, что возникшие из-за неуравновешенности колебания в некоторых случаях не ограничиваются одной только машиной, а могут быть переданы через фундамент окружающим предметам.

Очень важна при наличии колебаний возможность совпадения частот колебаний возбуждающих сил с частотой собственных или свободных колебаний какой-либо части двигателя или окружающих предметов

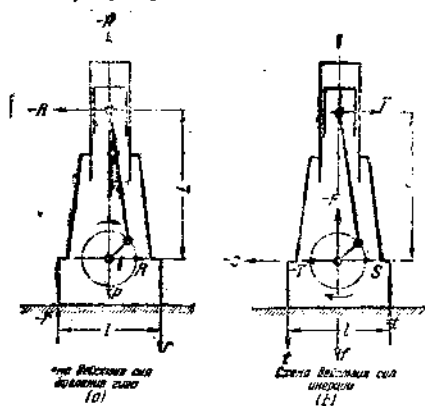
Если рама двигателя выполнена достаточно надежной, то опасность возникновения этого явления незначительна. Размеры отливок обычно выполняются с тем расчетом, чтобы период собственных колебаний значительно превышал период возбуждающих сил.

Устранение колебаний коленчатого вала, а в судовых установках и гребного вала, а также корпуса судна, является более трудно разрешимой проблемой. При конструировании надо стремиться к тому, чтобы не происходило совпадения частоты собственных колебаний любой из этих деталей с частотой колебаний возбуждающих сил, действующих в двигателе. Если произойдет совпадение частот колебаний, возникнут вследствие резонанса колебания большой амплитуды, которые будут продолжаться до тех пор, пока число оборотов двигателя не уменьшится или не увеличится так, что будет меньше или больше „критического“ числа оборотов. Если не произвести быстрого изменения числа оборотов, то какой-либо важной детали двигателя будет угрожать опасность серьезного повреждения.

Однако не всем еще ясно, что если вследствие неуравновешенности двигателя резонансные колебания большой амплитуды возникают при, скажем, 80 об/мин, то действие неуравновешенных сил продолжается и при 120 об/мин, хотя наличие их может и не быть столь очевидным, если при более высокой скорости вращения периодичность возбуждающих сил не совпадет с собственной периодичностью какой-либо детали двигателя или окружающих предметов.

Силы, действующие на раму двигателя

Рама поршневого двигателя внутреннего сгорания простого действия воспринимает две главные нагрузки: одна из них возникает от давления газов, продуктов сгорания топлива в цилиндре, и другая — от сил инерции движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя.



Фиг. 1.

Распределение сил, возникающих вследствие давления газов в цилиндре двигателя простого действия, изображено на фиг. 1, а. Полное давление газов P действует по вертикали вниз на поршень и передается через шатун и колено подшипникам коленчатого вала. Система сил находится в равновесии вследствие того, что равная и противоположно направленная сила — P давления газов в цилиндре действует по вертикали вверх на крышку цилиндра.

Эти две вертикальные силы противоположного направления вызывают внутренние напряжения в раме двигателя, которые периодически изменяются в зависимости от колебания давления газов в цилиндре двигателя. Вследствие этого рама двигателя подвергается действию периодически изменяющихся внутренних напряжений. Обычно для обеспечения

невозможности возникновения колебаний рама двигателя конструируется с таким расчетом, чтобы она могла противостоять максимальному напряжению без значительных деформаций ее отдельных элементов.

При конструировании рам двигателей внутреннего сгорания часто применяют некоторое количество длинных стальных связей, идущих через ноги станины или картер от крышки цилиндра к фундаментной плите. Этим длинным связям дают достаточную первоначальную затяжку, чтобы освободить чугунные отливки от напряжения на растяжение возникающего под действием давления газов. Конструкторы утверждают, что напряжения сжатия, возникающие в чугунных отливках благодаря предварительной затяжке гаек связей, уменьшают упругость системы и тем самым ее стремление к колебаниям. Однако преимущество, которое дают в этом отношении связи, может быть, переоценивается, так как оно в значительной мере зависит от искусства получения нужной предварительной затяжки. Во всяком случае действительные размеры самих отливок дают большую возможность регулировать упругость системы в целом. Поэтому увеличение жесткости от действия связей должно рассматриваться как добавочное средство для устранения колебаний; в основном же следует полагаться на соответствующие размеры сечений чугунных отливок.

Из рассмотрения фиг. 1 видно, что силе, возникающей из-за давления газов, направленной по вертикали вниз и действующей на подшипники коленчатого вала, противодействует сила, направленная по вертикали вверх и действующая на крышку цилиндра. Равнодействующая этих сил в вертикальном направлении равна нулю, и не требуется внешней силы, чтобы поддерживать раму в равновесии, т. е. у двигателя нет никакого стремления подняться на фундаменте.

Сила, направленная вниз и действующая на поршень, передается подшипникам коленчатого вала через шатун и кривошип, производя боковое горизонтальное давление на раму R вследствие отклонения шатуна (не считая трения). Давление это уравнивается равным горизонтальным боковым давлением противоположного направления R , приложенным к подшипникам коленчатого вала. Таким образом нет никакой неуравновешенной горизонтальной силы и не требуется никакой внешней силы, чтобы поддерживать равновесие, т. е. у двигателя нет стремления перемещаться в сторону на фундаменте.

Силы — R , действующая у поршневого пальца, и R , действующая у подшипников коленчатого вала, составляют пару сил с моментом $(R \cdot L)$, стремящимся раскачивать двигатель из стороны в сторону на его фундаменте. Этот момент называется реакцией крутящего момента и по абсолютной величине равен крутящему моменту на коленчатом вале двигателя от давления газов в цилиндре. Реакция крутящего момента является единственной внешне неуравновешенной величиной, действующей в двигателе вследствие давления газов в цилиндре. На фиг. 1 внешние силы обозначены прописными буквами, и на схеме a показано, что внешний момент реакции грунта должен действовать на раму двигателя, чтобы уравновесить реакцию крутящего момента $(R \cdot L)$, так что $r \cdot l = R \cdot L$.

Так как давление газов на поршень является переменной величиной периодического характера, то реакция крутящего момента также периодически изменяется, вследствие чего она может вызывать колебания.

Если бы мог быть построен двигатель, имеющий совершенно равномерный крутящий момент, то возможность колебания была бы доведена до минимума. Отсюда отношение максимального крутящего момента к среднему крутящему моменту может быть принято за мерило относительного достоинства различных конструкций с точки зрения действия реакции крутящего момента, т. е. двигатели с большим значением этого отношения хуже тех, у которых это отношение близко к единице.

В одноцилиндровых двигателях это отношение зависит, главным образом, от типа двигателя, т. е. от того, является ли двигатель четырех- или двухтактным, простого или двойного действия, компрессорным или бескомпрессорным; но и в одноцилиндровом двигателе это отношение изменяется в широких пределах. Одноцилиндровый двухтактный двигатель простого действия с отношением, равным 7, лучше, чем четырехтактный двигатель простого действия с отношением, равным 16, но хуже двухтактного двигателя двойного действия с отношением, равным 3,5.

В многоцилиндровых машинах с кривошипами, расположенными под равными углами, отношение максимального крутящего момента к среднему крутящему моменту уменьшается при увеличении числа цилиндров и становится почти равным единице в восьмицилиндровом двухтактном двигателе простого действия. Более подробные сведения по этому вопросу можно найти в докладе „Некоторые вопросы конструирования дизелей“, прочитанном Д. М. Шеннон (D. M. Shannon) в Институте инженеров-судостроителей в Шотландии, апрель 1912 г.; см. также „Engineering“, май, 3, 1912 г.

Усилия, возникающие под действием сил инерции кривошипного механизма, показаны на фиг. 1, *b*. Сила — F (или $+F$), направленная по вертикали, является суммой силы инерции поступательно движущихся масс и вертикальной составляющей центробежной силы неуравновешенных вращающихся масс. Эта сила — F стремится приподнять двигатель на фундаменте, и, чтобы уравновесить ее, требуется внешняя сила f . Обычно вес двигателя достаточен, чтобы противодействовать неуравновешенной вертикальной силе инерции и препятствовать вертикальному перемещению двигателя на фундаменте. Однако так как сила F имеет периодический характер и внешне не уравновешена, то возможно возникновение сильного вертикального колебания, особенно если случится, что ее частота колебаний совпадает с частотой собственных колебаний какой-либо детали двигателя или окружающих его предметов.

Сила инерции, возникающая только от поступательно движущихся масс, передается через шатун и кривошип подшипнику коленчатого вала и обуславливает возникновение горизонтальных сил T у поршневого пальца и — T у подшипников коленчатого вала. Эти силы образуют пару с моментом ($T \cdot L$), действующим в плоскости, поперечной к оси двигателя, на его раму и стремящимся раскачивать двигатель на фундаменте. Чтобы сохранить равновесие, требуется приложение внешнего момента ($t \cdot l$).

Поперечный момент сил инерции имеет большое влияние на крутящий момент на коленчатом валу от давления газов в цилиндре. Например, в двухтактном двигателе простого действия поперечный момент

сил инерции почти всегда уменьшает величину максимального крутящего момента, действующего на коленчатый вал. В четырехтактном двигателе простого действия поперечный момент сил инерции в некоторых случаях уменьшает максимальный крутящий момент, а в других случаях увеличивает его.

Горизонтальная сила S является горизонтальной составляющей центробежной силы инерции, возникающей благодаря неуравновешенным вращающимся массам. Чтобы удержать машину в равновесии относительно фундамента, требуется внешняя сила — s .

Из этого краткого перечня сил, действующих на рему двигателя внутреннего сгорания, видно, что имеются нижеследующие силы, вызывающие колебания:

1) Неуравновешенная вертикальная сила F , которая возникает вследствие инерции поступательно движущихся масс и неуравновешенных вращающихся масс и стремится вызвать вертикальные колебания.

2) Неуравновешенная горизонтальная сила S , возникающая вследствие инерции неуравновешенных вращающихся масс и стремящаяся вызвать горизонтальные колебания.

3) Поперечный момент, который является суммой реакции крутящего момента от давления газа и реакции момента сил инерции поступательно движущихся масс; этот момент стремится вызвать колебания в поперечной плоскости.

Пункты (1) и (2) являются результатом действия только сил инерции, которое можно исследовать при помощи методов, изложенных в нижеследующих главах этой книги.

Пункт (3) является результатом совместного действия давления газов и сил инерции, которое не может быть вполне исследовано при помощи методов, разработанных для учета одной только инерции.

Действие сил инерции

Главные силы инерции в одноцилиндровом двигателе можно разделить на две группы: силы инерции первого порядка и силы инерции второго порядка. Неуравновешенные в вертикальной плоскости силы удобнее рассматривать отдельно от сил неуравновешенных в горизонтальной плоскости.

Силы инерции первого порядка имеют частоту числа оборотов двигателя и имеют место как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях. Неуравновешенные силы инерции первого порядка в вертикальной плоскости возникают вследствие инерции поступательно движущихся и вращающихся масс, а в горизонтальной плоскости — только из-за инерции неуравновешенных вращающихся масс. Поэтому последние могут быть уравновешены вращающимися противовесами, прикрепленными к щекам кривошипа. Эти противовесы также будут уравновешивать силы инерции первого порядка, возникающие благодаря вращающимся массам и в вертикальной плоскости, но силы инерции первого порядка, возникающие благодаря поступательно движущимся массам, в вертикальной плоскости останутся неуравновешенными. Неуравновешенные силы, возникающие благодаря поступательно движущимся массам, могут быть уравновешены вращающимися противовесами, прикреплен-

ными к щекам кривошипа, но за счет возникновения неуравновешенных сил в горизонтальной плоскости, т. е. в таком случае двигатель становится неуравновешенным в горизонтальной плоскости.

Силы инерции второго порядка возникают вследствие наличия угла между шатуном и осью цилиндра и исчезают, когда длина шатуна равна бесконечности.

Силы инерции второго порядка возникают только вследствие инерции поступательно движущихся масс и действуют лишь в вертикальной плоскости. Они имеют частоту вдвое большую, чем силы инерции первого порядка, и поэтому не могут быть уравновешены вращающимися противовесами, прикрепленными к щекам кривошипа.

В многоцилиндровых двигателях неуравновешенные силы инерции могут обусловить возникновение неуравновешенных продольных моментов. Неуравновешенные вертикальные силы заставляют двигатель „подпрыгивать“; неуравновешенные продольные моменты стремятся раскачивать двигатель в плоскости, проходящей через оси цилиндров.

(Продольный момент нельзя смешивать с упомянутым ранее поперечным моментом. В последующем „вертикальный продольный момент“ и „горизонтальный продольный момент“ будем называть соответственно просто „вертикальным моментом“ и „горизонтальным моментом“).

Например, в одноцилиндровом двигателе имеет место одна неуравновешенная сила, но нет неуравновешенного момента, так как возмущающие силы инерции находятся в одной плоскости, проходящей через ось цилиндра. С другой стороны, в двухцилиндровом двигателе с кривошипами, расположенными под углом 180° один к другому, нет неуравновешенной силы инерции первого порядка, но есть неуравновешенный момент.

Позднее увидим, что полное внешнее равновесие главных сил инерции и их моментов имеет место только в шести- и восьмицилиндровых четырехтактных двигателях. Поэтому очень важно тщательно исследовать величину результирующих неуравновешенных сил и моментов и принимать рациональные меры для уменьшения их до минимума.

Коэффициенты для вычисления неуравновешенных сил и моментов

Основными уравнениями для вычисления сил инерции являются:

1. Для вращающихся масс:

$$F = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \text{ }^1,$$

где F — сила инерции в тоннах;

S — вес неуравновешенной вращающейся массы в тоннах;

R — радиус кривошипа в метрах;

n — число оборотов в минуту.

Силу инерции F удобно разлагать на силы, действующие в горизонтальной и вертикальной плоскостях, следующим образом:

$$^1 F = m \cdot R \cdot \omega^2 = \frac{S}{9,81} \cdot R \cdot \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2. \quad (\text{Прим. ред.})$$

для горизонтальной плоскости

$$F = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot \sin \theta;$$

для вертикальной плоскости

$$F = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot \cos \theta,$$

где θ — угол поворота кривошипа, измеренный от верхней мертвой точки.

2. Для поступательно движущихся масс.

Для вычисления силы инерции поступательно движущихся масс существует следующее точное выражение:

$$F = -0,00112 W \cdot R \cdot n^2 (\cos \theta + A \cdot \cos 2\theta + B \cdot \cos 4\theta + C \cdot \cos 6\theta + \dots),$$

где F — сила инерции в тоннах;

W — вес поступательно движущихся масс в тоннах;

R — радиус кривошипа в метрах;

n — число оборотов в минуту;

θ — угол поворота кривошипа, измеренный от верхней мертвой точки.

Коэффициенты A , B и C находятся в следующей зависимости от отношения радиуса кривошипа к длине шатуна:

$$A = \lambda + \frac{\lambda^3}{4} + \frac{15\lambda^5}{128} + \dots$$

$$B = -\frac{\lambda^3}{4} - \frac{3\lambda^5}{16} + \dots$$

$$C = \frac{9\lambda^5}{128} + \dots$$

где λ — отношение радиуса кривошипа R к длине шатуна L .

Таблица 1 дает значения A , B и C , соответствующие различным величинам отношения $\frac{L}{R} = \frac{1}{\lambda}$.

Таблица 1

Коэффициенты в выражении для сил инерции поступательно движущихся масс

$\frac{L}{R}$	4	4,5	5	5,5	6
A	0,25402	0,22503	0,20204	0,18334	0,16784
B	-0,00409	-0,00285	-0,00206	-0,00154	-0,00118
C	0,00007	0,00004	0,00002	0,00001	0,00001

Первый член выражения, применяющегося для вычисления сил инерции поступательно движущихся масс, а именно $0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \cos \theta$, эквивалентен вертикальной составляющей центробежной силы массы W (где W является весом поступательно движущихся частей), сосредоточенной на конце радиуса кривошипа R и вращающейся с постоянной скоростью n оборотов в минуту. Эта сила называется силой инерции первого порядка.

Второй член эквивалентен вертикальной составляющей центробежной силы массы W , причем предполагается, что она сосредоточена на конце радиуса воображаемого кривошипа $\frac{A \cdot R}{4}$, движущегося также с постоянной, но вдвое большей скоростью. Она называется силой инерции второго порядка.

Подобным же образом и другие члены могут рассматриваться как вертикальные составляющие центробежных сил массы W , предполагая, что они сосредоточены на конце воображаемых радиусов кривошипа $\frac{B \cdot R}{16}$, $\frac{C \cdot R}{36}$ и т. д., причем кривошип движется с постоянной скоростью, в четыре, шесть и т. д. раз большей, чем скорость кривошипа коленчатого вала. Эти силы называются силами инерции четвертого, шестого и т. д. порядков.

Значения коэффициентов A , B и C показывают, что ряд быстро сходится. В том случае, когда двигатель имеет отношение длин шатуна к радиусу кривошипа, равное, например, 4, величина силы инерции второго порядка будет равна $\frac{1}{4}$ величины силы инерции первого порядка, а величина силы инерции четвертого порядка будет равна $\frac{1}{256}$ величины силы инерции первого порядка.

Отсюда очевидно, что наибольшее значение при уравнивании двигателя имеют силы инерции первого и второго порядков. Величины сил инерции высших порядков сравнительно невелики, и их необходимо особо учитывать только в исключительных случаях, как, например, при уравнивании быстроходных авиационных двигателей и двигателей гоночных автомобилей.

Поэтому точное выражение для силы инерции поступательно движущихся масс можно упростить, включив в него только значения сил инерции первого и второго порядков:

$$F = -0,00112 W \cdot R \cdot n^2 (\cos \theta + \lambda \cdot \cos 2 \theta) \text{ тонн,}$$

где член $(0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \cos \theta)$ выражает величину силы инерции первого порядка, а член

$$(0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2 \theta)$$

выражает величину силы инерции второго порядка.

F — сила инерции в тоннах;

W — вес поступательно движущихся частей в тоннах;

R — радиус кривошипа в метрах;

n — число оборотов в минуту;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

θ — угол поворота кривошипа, измеренный от верхней мертвой точки.

Постоянные коэффициенты сил инерции K

Угол поворота кривошипа θ°		Сила инерции вращающихся масс		Сила инерции поступательно движущихся масс (вертикальная)				
		в вертикальной плоскости	в горизонтальной плоскости	$\frac{L}{R} = 4$	$\frac{L}{R} = 4,5$	$\frac{L}{R} = 5$	$\frac{L}{R} = 5,5$	$\frac{L}{R} = 6$
в. м. т.	0	1,000	0	1,250	1,222	1,200	1,182	1,176
	15	0,966	0,259	1,183	1,158	1,139	1,123	1,111
	30	0,866	0,500	0,991	0,977	0,966	0,957	0,950
	45	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707
	60	0,500	0,866	0,375	0,389	0,400	0,409	0,417
	75	0,259	0,966	0,043	0,067	0,086	0,102	0,115
	90	0	1,000	-0,250	-0,222	-0,200	-0,182	-0,167
	105	-0,259	0,966	-0,476	-0,451	-0,432	-0,416	-0,403
	120	-0,500	0,866	-0,625	-0,611	-0,600	-0,591	-0,583
	135	-0,707	0,707	-0,707	-0,707	-0,707	-0,707	-0,707
	150	-0,866	0,500	-0,741	-0,755	-0,766	-0,775	-0,783
	165	-0,966	0,259	-0,749	-0,774	-0,793	-0,809	-0,822
	180	-1,000	0	-0,750	-0,778	-0,800	-0,818	-0,833
	195	-0,966	-0,259	-0,749	-0,774	-0,793	-0,809	-0,822
	210	-0,866	-0,500	-0,741	-0,755	-0,766	-0,775	-0,783
н. м. т.	225	-0,707	-0,707	-0,707	-0,707	-0,707	-0,707	-0,707
	240	-0,500	-0,866	-0,625	-0,611	-0,600	-0,591	-0,583
	255	-0,259	-0,966	-0,476	-0,451	-0,432	-0,416	-0,403
	270	0	-1,000	-0,250	-0,222	-0,200	-0,182	-0,167
	285	0,259	-0,966	0,043	0,067	0,086	0,102	0,115
	300	0,500	-0,866	0,375	0,389	0,400	0,409	0,417
	315	0,707	-0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707
	330	0,866	-0,500	0,991	0,977	0,966	0,957	0,950
	345	0,966	-0,259	1,183	1,158	1,139	1,123	1,111
	360	1,000	0	1,250	1,222	1,200	1,182	1,167
		A	B	C	D	E	F	G

В двигателе с вертикальным расположением цилиндров сила инерции поступательно движущихся масс действует только в вертикальной плоскости. Поэтому от неуравновешенных поступательно движущихся масс никакой горизонтальной силы не возникает.

Для облегчения вычислений приводятся табл. 2.

Графа А дает величины $\cos \theta$ для разных углов поворота кривошипа через каждые 15° , считая от верхней мертвой точки. Величины, помещенные в этой графе, помноженные на $0,00112 S \cdot R \cdot n^2$, дают величину неуравновешенной силы инерции вращающихся масс, действующей в вертикальной плоскости, для разных углов поворота кривошипа.

Графа В дает соответствующие величины $\sin \theta$ и, следовательно, возможность производить такие же вычисления величины неуравновешенной силы инерции вращающихся масс, действующей в горизонтальной плоскости.

Графы от С до Г дают величины $\cos \theta + \lambda \cdot \cos 2\theta$ для разных углов поворота кривошипа через каждые 15° и для ряда обычных величин отношения длины шатуна к радиусу кривошипа. Величины в этих графах, умноженные на $0,00112 W \cdot R \cdot n^2$, дают величину неуравновешенной силы, действующей в вертикальной плоскости и возникающей благодаря инерции поступательно движущихся масс. В горизонтальной плоскости от инерции поступательно движущихся масс неуравновешенной силы не возникает.

Вертикальные силы и коэффициенты моментов для одного кривошипа

Величины, приведенные в нижеследующей таблице, приняты для расчета, так как являются характерными для обычных конструкций двигателей.

Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.

Вес вращающихся масс равен $\frac{3}{4}$ веса поступательно движущихся масс.

Расстояние между осями цилиндров указано на схемах.

Результатирующая неуравновешенная вертикальная сила для одного кривошипа является алгебраической суммой неуравновешенной силы инерции поступательно движущихся масс и неуравновешенной силы инерции вращающихся масс.

В графах А и В табл. 3 приведены коэффициенты для каждой из этих сил. Алгебраическая сумма величин, помещенных в этих графах, приведенная в графе С, является коэффициентом для вычисления всей неуравновешенной вертикальной силы для одного кривошипа.

Коэффициенты, приведенные в графе А для неуравновешенной вертикальной силы инерции поступательно движущихся масс, получены из графы С табл. 2 и соответствуют отношению длины шатуна к радиусу кривошипа, равному 4.

Коэффициенты, приведенные в графе В для неуравновешенной вертикальной силы инерции вращающихся масс, получены из графы А табл. 2. Однако величины графы А табл. 2 необходимо умножить на 0,75, так как принято, что вес вращающихся масс для одного кривошипа состав-

Таблица 3

Коэффициенты вертикальной силы и момента сил для одного кривошипа.
Вращающиеся массы не уравновешены

Угол поворота кривошипа θ°	Коэффициенты вертикальной силы			Коэффициенты вертикального момента	
	Поступательно движущиеся массы	Вращающиеся массы	Сумма	Цилиндры 1 и 4; плечо равно 4d	Цилиндры 2 и 3; плечо равно 2d
В. м. т. 0	1,250	0,750	2,000	8,000	4,000
15	1,183	0,725	1,908	7,632	3,816
30	0,991	0,650	1,641	6,564	3,282
45	0,707	0,530	1,237	4,948	2,474
60	0,375	0,375	0,750	3,000	1,500
75	0,043	0,194	0,237	0,948	0,474
90	— 0,250	0	— 0,250	— 1,000	— 0,500
105	— 0,476	— 0,194	— 0,670	— 2,680	— 1,340
120	— 0,625	— 0,375	— 1,000	— 4,000	— 2,000
135	— 0,707	— 0,530	— 1,237	— 4,948	— 2,474
150	— 0,741	— 0,650	— 1,391	— 5,564	— 2,782
165	— 0,749	— 0,725	— 1,474	— 5,896	— 2,948
Н. м. т. 180	— 0,750	— 0,750	— 1,500	— 6,000	— 3,000
195	— 0,749	— 0,725	— 1,474	— 5,896	— 2,948
210	— 0,741	— 0,650	— 1,391	— 5,564	— 2,782
225	— 0,707	— 0,530	— 1,237	— 4,948	— 2,474
240	— 0,625	— 0,375	— 1,000	— 4,000	— 2,000
255	— 0,476	— 0,194	— 0,670	— 2,680	— 1,340
270	— 0,250	0	— 0,250	— 1,000	— 0,500
285	0,043	0,194	0,237	0,948	0,474
300	0,375	0,375	0,750	3,000	1,500
315	0,707	0,530	1,237	4,948	2,474
330	0,991	0,650	1,641	6,564	3,282
345	1,183	0,725	1,908	7,632	3,816
В. м. т. 360	1,250	0,750	2,000	8,000	4,000
	A	B	C = A + B	D = 4C	E = 2C

Примечания: 1. Вес вращающихся частей предполагается равным $\frac{3}{4}$ веса поступательно движущихся частей.

2. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.

3. Расстояние между цилиндрами равно указанному на фиг. 2.

4. Коэффициенты силы инерции поступательно движущихся масс взяты из графы C табл. 2.

5. Коэффициенты силы инерции вращающихся масс получены из графы A табл. 2 (величины этой графы умножены на $\frac{3}{4}$).

6. Силы, действующие вверх, положительны; силы, действующие вниз, отрицательны.

7. Максимальная неуравновешенная вертикальная сила для одного кривошипа:

$$F_{\max} = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot 2 = 0,00224 W \cdot R \cdot n^2 \text{ тонн,}$$

где W — вес поступательно движущихся частей в тоннах;

R — радиус кривошипа в метрах;

n — число оборотов в минуту.

8. Коэффициенты моментов сил вычислены для четырехцилиндрового двигателя.

Таблица 4

Коэффициенты вертикальной силы и моменты сил для одного кривошипа.
Вращающиеся массы полностью уравновешена

Угол поворот криво- шипа θ°	Коэффициенты вер- тикальной силы	Коэффициенты вертикального момен- та сил	
		Цилиндры 1 и 4; плечо равно $4d$	Цилиндры 2 и 3; плечо равно $2d$
в. м. т. 0	1,250	5,000	2,500
15	1,183	4,732	2,366
30	0,991	3,964	1,982
45	0,707	2,828	1,414
60	0,375	1,500	0,750
75	0,043	0,172	0,086
90	— 0,250	— 1,000	— 0,500
105	— 0,476	— 1,904	— 0,952
120	— 0,625	— 2,500	— 1,250
135	— 0,707	— 2,828	— 1,414
150	— 0,741	— 2,964	— 1,482
165	— 0,749	— 2,996	— 1,488
н. м. т. 180	— 0,750	— 3,000	— 1,500
195	— 0,749	— 2,996	— 1,498
210	— 0,741	— 2,964	— 1,482
225	— 0,707	— 2,828	— 1,414
240	— 0,625	— 2,500	— 1,250
255	— 0,476	— 1,904	— 0,952
270	— 0,250	— 1,000	— 0,500
285	0,043	0,172	0,086
300	0,375	1,500	0,750
315	0,707	2,828	1,414
330	0,991	3,964	1,982
345	1,183	4,732	2,366
в. м. т. 360	1,250	5,000	2,500
	A	B = 4A	C = 2A

Примечания: 1. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.

2. Расстояние между цилиндрами равно указанному на фиг. 2.

3. Коэффициенты вертикальной силы взяты из графы С табл. 2.

4. Силы, действующие вверх, положительны; силы, действующие вниз, отрица-
тельны.

5. Коэффициенты моментов сил вычислены для четырехцилиндрового двигателя.

ляет $\frac{3}{4}$ веса поступательно движущихся масс. Во всех таблицах в основу вычислений положен вес поступательно движущихся масс.

Коэффициенты вертикального момента относительно плоскости сим-
метрии двигателя для четырехцилиндрового двигателя, сведенные в гра-
фах D и E табл. 3, получены путем умножения величин графы С на
плечо момента. Плечо момента во всех случаях выражено через диа-
метр цилиндра d .

Таблица 5

Коэффициенты горизонтальной силы и момента сил для одного кривошипа.
Вращающиеся массы не уравновешены

Угол поворота кривошипа 0°	Коэффициенты горизонтальной силы	Коэффициенты горизонтального мо- мента сил	
		Цилиндры 1 и 4; плечо равно $4d$	Цилиндры 2 и 3; плечо равно $2d$
В. м. т. 0	0	0	0
15	0,194	0,776	0,338
30	0,375	1,509	0,750
45	0,530	2,120	1,060
60	0,650	2,600	1,300
75	0,725	2,900	1,450
90	0,750	3,000	1,500
105	0,725	2,900	1,450
120	0,650	2,600	1,300
135	0,530	2,120	1,060
150	0,375	1,500	0,750
165	0,194	0,776	0,388
Н. м. т. 180	0	0	0
195	-0,194	-0,776	-0,388
210	-0,375	-1,500	-0,750
225	-0,530	-2,120	-1,060
240	-0,650	-2,600	-1,300
255	-0,725	-2,900	-1,450
270	-0,750	-3,000	-1,500
285	-0,725	-2,900	-1,450
300	-0,650	-2,600	-1,300
315	-0,530	-2,120	-1,060
330	-0,375	-1,500	-0,750
345	-0,194	-0,776	-0,388
В. м. т. 360	0	0	0
	A	B = 4A	C = 2A

Примечания: 1. Принято, что вес вращающихся частей составляет $\frac{3}{4}$ от веса поступательно движущихся частей.

2. Расстояние между цилиндрами равно указанному на фиг. 2.

3. Коэффициенты горизонтальной силы получены из графы В табл. 2 (коэффициенты этой графы умножены на 0,75).

4. Коэффициенты момента сил вычислены для четырехцилиндрового двигателя.

Табл. 4 дает величины коэффициентов неуравновешенной вертикальной силы и момента сил, когда вращающиеся массы полностью уравновешены вращающимися противовесами, прикрепленными к щекам кривошипа.

Таблица 6

Максимальные неуравновешенные вертикальные и горизонтальные силы
для одного кривошипа

(Двигатели простого действия)

Размеры цилиндров двигателя		Число об/мин	Горизонтальные силы т				Вертикальные силы т					
Диаметр мм	Х о д мм		Без противовесов	Уравновешены вращающиеся массы	Уравновешены вращающиеся и половина поступательно движущихся масс	Уравновешены вращающиеся и поступательно движущиеся массы	Без противовесов	Уравновешены вращающиеся массы	Уравновешены вращающиеся и половина поступательно движущихся масс	Уравновешены вращающиеся и поступательно движущиеся массы		
152,4(6")	228,6(9")	400	0,77	нет	—	0,51	—	1,02	2,01	1,27	0,77	0,28
228,6(9")	355,6(14")	250	1,39	"	—	0,93	—	1,86	3,72	2,32	1,39	0,46
304,8(12")	457,2(18")	200	2,30	"	—	1,53	—	3,06	6,12	3,83	2,30	0,77
381,0(15")	558,8(22")	160	3,60	"	—	2,40	—	4,79	9,58	5,99	3,60	1,20
457,2(18")	685,8(27")	140	5,62	"	—	3,75	—	7,50	15,00	9,37	5,62	1,87
533,4(21")	812,8(32")	130	8,61	"	—	5,74	—	11,49	22,98	14,36	8,61	2,87
609,6(24")	914,4(36")	120	11,01	"	—	7,34	—	14,69	29,38	18,36	11,01	3,67
685,8(27")	1 016,0(40")	110	15,42	"	—	10,28	—	20,57	41,14	25,71	15,42	5,14
762,0(30")	1 143,0(45")	100	19,13	"	—	12,75	—	25,50	51,00	31,88	19,13	6,88

Примечания: 1. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.

2. Основные данные двигателей приведены в табл. 7.

3. Максимальные вертикальные силы вычислены по формуле:

$$F_{\max} = W \cdot R \cdot n^2 \cdot K \text{ тонн,}$$

где W — вес поступательно движущихся частей в тоннах (табл. 7);

R — радиус кривошипа в метрах;

n — число оборотов в минуту;

$K = 0,0024$ — когда вращающиеся и поступательно движущиеся массы не уравновешены;

$K = 0,00140$ — когда вращающиеся массы уравновешены;

$K = 0,00084$ — когда уравновешены вращающиеся и половина поступательно движущихся масс;

$K = 0,00028$ — когда уравновешены вращающиеся и поступательно движущиеся массы.

4. Максимальные горизонтальные силы вычислены по формуле:

$$F_{\max} = W \cdot R \cdot n^2 \cdot K_1,$$

где W — вес поступательно движущихся частей в тоннах;

R — радиус кривошипа в метрах;

n — число оборотов в минуту;

$K_1 = 0,00084$ — когда вращающиеся и поступательно движущиеся массы не уравновешены;

$K_1 = 0$ — когда вращающиеся массы уравновешены;

$K_1 = -0,00056$ — когда уравновешены вращающиеся и половина поступательно движущихся масс;

$K_1 = -0,00112$ — когда уравновешены вращающиеся и поступательно движущиеся массы.

Принято, что вес вращающихся частей равен $\frac{3}{4}$ веса поступательно движущихся частей.

В этом случае графа А одинакова с графой С табл. 2, поскольку единственной неуравновешенной вертикальной силой является сила инерции поступательно движущихся масс. В этом случае нет вертикальной силы инерции вращающихся масс.

Поступательно движущиеся массы могут быть уравновешены вращающимися противовесами, прикрепленными к щекам кривошипа, только при условии нарушения уравновешенности в горизонтальной плоскости. Это применяется в тех случаях, когда неуравновешенность горизонтальных сил считают менее вредной, чем неуравновешенность вертикальных сил. Однако могут встретиться затруднения при размещении в кривошипной камере нормальных размеров тех громоздких противовесов, которые при этом требуются.

В табл. 5 даны коэффициенты неуравновешенной горизонтальной силы и момента сил для одного кривошипа при отсутствии противовесов.

Неуравновешенные горизонтальные силы возникают только благодаря инерции неуравновешенных вращающихся масс. Поступательно движущиеся массы в горизонтальной плоскости неуравновешенной силой не вызывают.

Приведенные в графе А табл. 5 коэффициенты силы получены путем умножения графы В табл. 2 на 0,75, так как принято, что вес вращающихся масс равен $\frac{3}{4}$ веса поступательно движущихся масс.

Коэффициенты горизонтального момента сил, приведенные в графах В и С, получены путем умножения величин, помещенных в графе А, на плечо пары сил.

Полную неуравновешенную горизонтальную силу для одного кривошипа можно получить путем умножения величин, помещенных в графе А табл. 5 на $0,0012W \cdot R \cdot n^2$, где W — вес поступательно движущихся частей.

Подобным же образом полный горизонтальный момент сил может быть получен путем умножения величин, помещенных в графе В и С табл. 5, на

$$0,0012W \cdot R \cdot n^2 \cdot d,$$

когда вращающиеся массы кривошипа уравновешены, не остается никакой неуравновешенной горизонтальной силы или момента сил.

В табл. 6 даны величины максимальных неуравновешенных вертикальных и горизонтальных сил одного кривошипа для ряда двигателей простого действия с диаметром цилиндров от 152,4 до 762 мм (от 6 до 30"). Основные данные этих двигателей указаны в табл. 7.

Таблица ясно показывает, как можно уменьшить неуравновешенную вертикальную силу за счет увеличения неуравновешенной горизонтальной силы при условии, что кривошипная камера двигателя достаточных размеров, чтобы поместить противовесы нужной величины.

Таблица 7

Основные данные двигателей

Газмеры цилиндра		Число об/мин	Вес движени- ния, т		Индикаторная мощ- ность цилиндра		Вес двигателя на цилиндр, кг	Размер рамы дви- гателя на цилиндр	
диаметр, мм	ход, мм		Поступат. движущи- ся массы	Вращаю- щиеся массы	четыре- тактный	двухтакт- ный		длина, м	ширина, м
А. Двигатели простого действия									
152,4	228,6	400	0,05	0,05	12	23	0,6	0,396	0,762
228,6	355,6	250	0,15	0,15	27	50	2,0	0,610	1,142
304,8	457,2	200	0,30	0,25	50	95	6,0	0,823	1,524
381,0	558,8	160	0,60	0,50	75	140	8,0	0,936	1,905
457,2	685,8	140	1,00	0,75	120	220	15,0	1,250	2,286
533,4	812,8	130	1,50	1,25	170	320	22,0	1,463	2,666
609,6	916,0	120	2,00	1,50	240	450	32,5	1,676	3,048
685,8	1 017,6	110	3,00	2,25	300	570	47,5	1,890	3,429
762,0	1 143,0	100	4,00	3,00	390	740	65,0	2,103	3,810
Б. Двигатели двойного действия									
152,4	228,6	400	0,06	0,06	21	40	0,6	0,396	0,762
228,6	355,6	250	0,20	0,20	48	90	2,0	0,610	1,142
304,8	457,2	200	0,50	0,40	90	170	5,0	0,823	1,524
381,0	558,8	160	1,00	0,80	130	250	8,0	1,036	1,905
457,2	685,8	140	1,50	1,20	210	390	15,0	1,250	2,286
533,4	812,8	130	2,50	2,00	300	570	25,0	1,463	2,666
609,6	916,0	120	3,50	2,50	420	800	35,0	1,676	3,048
685,8	1 017,6	110	5,00	4,00	540	1 000	50,0	1,890	3,429
761,0	1 143,0	100	7,00	5,50	700	1 300	70,0	2,103	3,810

Примечания: 1. Число оборотов, указанное в этой таблице, взято для скоростей поршня от 3,05 до 3,81 м/сек. Эти числа оборотов являются обычными для главного судового двигателя. Для стационарных двигателей и вспомогательных судовых двигателей скорость поршня может достигать 5,08 м/сек.

2. Индикаторная цилиндровая мощность подсчитана для среднего индикаторного давления 5,62 кг/см² для двухтактных двигателей двойного действия; 5,98 кг/см²— для четырехтактных двигателей двойного действия; 6,33 кг/см²— для двухтактных двигателей простого действия и 6,68 кг/см²— для четырехтактных двигателей простого действия. Эти цифры являются общепринятыми для судовых двигателей при полной нагрузке.

3. Эффективная мощность может быть получена из индикаторной мощности, положив, что механический к. п. д. компрессорных двигателей составляет: 70%— для четырех- тактного двигателя простого действия; 75% для четырехтактного двигателя двойного действия и двухтактного двигателя простого действия и 80% для двух- тактного двигателя двойного действия. Для бескомпрессорных двигателей механи- ческий к. п. д. составляет 85—90%, и эти величины также применены к компрес- сорным двигателям, с отдельным воздушным компрессором и (в случае двухтактных двигателей) с продувочной турбовоздуховкой.

4. Вычисление веса двигателя, приходящегося на один цилиндр, сделано на ос- новании практических данных судовых двигателей и дает правильные средние цифры веса двигателя с маховиком и упорным подшипником для четырех- и много- цилиндровых двигателей, если эти величины умножить на число цилиндров.

5. Длина рамы двигателя может быть получена путем умножения величин, дан- ных в таблице для длины рамы под одним цилиндром, на число цилиндров.

6. Данные, приведенные в этой таб и це д я веса поступательно движущихся и вращающихся частей, относятся к двигателям с крейцкофами. В двигателях же с тронковыми поршнями вес поступател но движущихся частей обычно на 30% меньше, чем в двигателях с крейцкофами. Вес вращающихся частей двигателей с тронковыми поршнями обычно равен весу поступательно движущихся частей.

Полную результирующую вертикальную силу для одного кривошипа можно получить путем умножения величин, приведенных в графе С табл. 3, на $0,00112 W \cdot R \cdot n^2$, причем W —вес поступательно движущихся частей.

Суммарные результирующие неуравновешенные вертикальные моменты для любого цилиндра можно получить путем умножения величин, приведенных в графах D и E табл. 3, на $0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d$, причем W —вес поступательно движущихся частей, а d —диаметр цилиндра.

ГЛАВА II

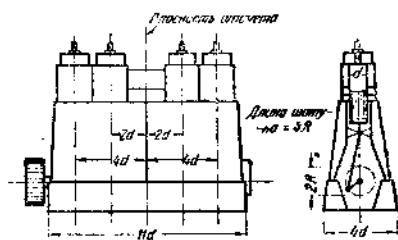
ТАБЛИЦЫ ДЛЯ РАСЧЕТА УРАВНОВЕШИВАНИЯ ЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Случай 1. Расположение кривошипов указано на фиг. 6; расстояние между цилиндрами указано на фиг. 2.

В этом случае вертикальные силы инерции второго порядка не уравновешены. Коэффициенты неуравновешенной силы инерции для разных углов поворота кривошипа сведены в графе E табл. 8. Для каждого цилиндра имеется особая графа, и коэффициенты неуравновешенной вертикальной силы инерции, полученные из графы С табл. 3, приведены в правильной последовательности для отдельных цилиндров в графах A, B, C и D. Коэффициенты общей неуравновешенной вертикальной силы инерции, помещенные в графе E табл. 8, являются алгебраической суммой коэффициентов четырех предшествующих граф.

На фиг. 6 схематически изображено расположение кривошипов при нахождении кривошипа цилиндра I в верхней мертвой точке. Эта схема ясно показывает, что вертикальные и горизонтальные моменты уравновешены, а остаются неуравновешенными только вертикальные силы инерции второго порядка.

Это расположение кривошипов пригодно только для четырехтактных двигателей. Вспышки следуют одна за другой через равные углы поворота коленчатого вала в 180° . Порядок вспышек в двигателе простого действия может быть или 1-3 4-2 или 1-2 4-3, причем первый встречается чаще. Отношение максимального крутящего момента к среднему для четырехтактного двигателя простого действия равно 2,6. Двигатель, имеющий подобное расположение кривошипов, не может быть легко пущен в ход из всех положений. Поэтому четырехцилиндровый двигатель с кривошипами под 180° непригоден для употребления его в качестве главного судового двигателя, если он не снабжен особым механизмом, (например, муфтой и реверсивной коробкой или реверсивным гребным винтом)¹. Кроме того, при этом расположении кривошипов

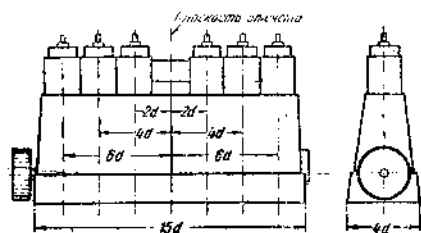


Фиг. 2. Схема четырехцилиндрового двигателя.

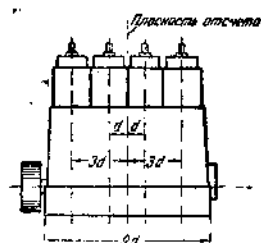
¹ Речь идет о двигателях малой мощности, для которых при рассматриваемом расположении кривошипов для пуска нужно совершенно разгрузить двигатель. Это достигается выключением муфты (в типе с реверсивной коробкой) или установкой лопастей в нейтральное положение (в типе с реверсивным винтом).

(Прим. ред.).

часто возникают колебания, так как неуравновешенная вертикальная сила стремится заставить двигатель прыгать на своем фундаменте. Поэтому вообще для четырехцилиндровых двигателей, а особенно для судовых, наиболее распространено расположение кривошипов под углом в 90° , при котором силы инерции как первого, так и второго порядков уравновешены (см. случай 2).

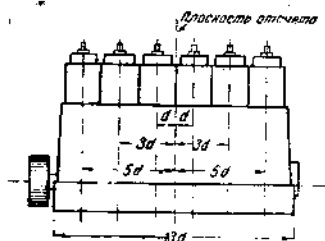


Фиг. 3. Схема шестицилиндрового двигателя.

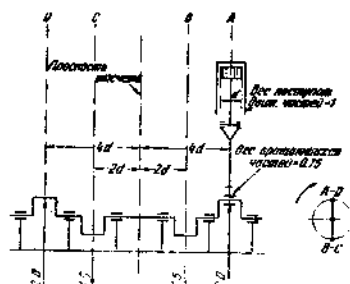


Фиг. 4. Схема четырехцилиндрового двигателя.

На фиг. 7 показано изменение коэффициента неуравновешенной силы инерции в зависимости от угла поворота кривошипа, а также влияние на него изменения отношения длины шатуна к радиусу кривошипа. Кривые имеют два положительных и два отрицательных пика, указывающих на существование возмущающих сил второго порядка.



Фиг. 5. Схема шестицилиндрового двигателя.



Фиг. 6. Схема кривошипов четырехцилиндрового двигателя без противовесов.

Случай 1.

Вертикальная сила инерции = $(2 + 2 - 1,5 - 1,5) = 1$.

Горизонтальная сила инерции — нет.

Вертикальная пара сил — нет.
Горизонтальная пара сил — нет.

Так как в этом случае не уравновешены силы инерции второго порядка, то вращающиеся противовесы не оказывают влияния на величину неуравновешенных сил, которые также не зависят от расстояния между осями цилиндров.

Табл. 9 дает величины максимальной неуравновешенной вертикальной силы для ряда двигателей с диаметрами цилиндров от 152,4 мм до 762 мм (от 6" до 30") и для нескольких отношений длины шатуна к радиусу кривошипа. Основные данные этих двигателей указаны в табл. 7.

На фиг. 8 изображено изменение максимальной неуравновешенной вертикальной силы инерции в зависимости от размеров цилиндров дви-

Таблица 8

коэффициенты результирующей неуравновешенной вертикальной силы инерции
Четырехцилиндровый двигатель

Случай 1

вращающиеся массы каждого кривошипа уравновешены или не уравновешены

Угол поворота кривошипа θ°	Цилиндр 1	Цилиндр 2	Цилиндр 3	Цилиндр 4	Коэффициент результирующей неуравновешенной вертикальной силы
в. м. т. 0	2,000	—1,500	—1,500	2,000	1,000
15	1,980	—1,474	—1,474	1,908	0,868
30	1,641	—1,391	—1,391	1,641	0,500
45	1,237	—1,237	—1,237	1,237	0
60	0,750	—1,000	—1,000	0,750	—0,500
75	0,237	—0,670	—0,670	0,237	—0,868
90	—0,250	—0,250	—0,250	—0,250	—1,000
105	—0,670	0,237	0,237	—0,670	—0,868
120	—1,000	0,750	0,750	—1,000	—0,500
135	—1,237	1,237	1,237	—1,237	0
150	—1,391	1,641	1,641	—1,391	0,500
165	—1,474	1,908	1,908	—1,474	0,868
н. м. т. 180	—1,500	2,000	2,000	—1,500	1,000
195	—1,474	1,908	1,908	—1,474	0,868
210	—1,391	1,641	1,641	—1,391	0,500
225	—1,237	1,237	1,237	—1,237	0
240	—1,000	0,750	0,750	—1,000	—0,500
255	—0,670	0,237	0,237	—0,670	—0,868
270	—0,250	—0,250	—0,250	—0,250	—1,000
285	—0,237	—0,670	—0,670	0,237	—0,868
300	—0,750	—1,000	—1,000	0,750	—0,500
315	—1,237	—1,237	—1,237	1,237	0
330	—1,641	—1,391	—1,391	1,641	0,500
345	—1,908	—1,474	—1,474	1,908	0,868
в. м. т. 360	—2,000	—1,500	—1,500	2,000	1,000
	A	B	C	D	E = A + B + C + D

Примечания: 1. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.

2. Расположение кривошипов указано на фиг. 6.

3. Кривошип 1 находится в верхней мертвой точке при $\theta = 0$.

4. Коэффициенты вертикальной силы для каждого цилиндра взяты из графы С табл. 3.

5. Силы инерции, направленные вверх,—положительны; силы инерции, направленные вниз,—отрицательны.

6. Максимальная неуравновешенная вертикальная сила:

$$F_{\max} = 0,00112W \cdot R \cdot n^2 \cdot 1 = 0,00112W \cdot R \cdot n^2.$$

7. Неуравновешенная вертикальная сила инерции в этой таблице есть сила инерции второго порядка и вычисляется из следующего общего выражения:

$$F = 0,00112W \cdot R \cdot n^2 \cdot 4 \cdot \lambda,$$

где λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна¹.

¹ Для одного цилиндра (см. стр. 20) сила инерции второго порядка

$$F = 0,00112W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\theta.$$

Для четырехцилиндрового двигателя силы инерции второго порядка складываются (при кривошипах фиг. 6). Отсюда и получен множитель 4 (примечание 1), т. е. $\lambda = 1/4$; формула примечания 7 дает для $F_{\max}$ выражение в примечании 6.

Прим. ред.

гателя (для различных значений отношения длины шатуна к радиусу кривошипа).

Величина неуравновешенной вертикальной силы инерции для скоростей вращения, отличных от тех, которые указаны в табл. 7, может быть вычислена путем увеличения величин, приведенных в табл. 9, пропорционально квадрату отношения чисел оборотов.

Таблица 9

Значения максимальной неуравновешенной вертикальной силы инерции.
Четырехцилиндровые двигатели простого действия

Случай 1

Диаметр цилиндра, мм	Неуравновешенная вертикальная сила в т		
	$\lambda = \frac{1}{4}$	$\lambda = \frac{1}{6}$	$\lambda = \frac{1}{8}$
152,4	1,0	0,7	0,5
228,6	1,9	1,2	0,9
304,8	3,0	2,0	1,5
381,0	4,8	3,2	2,4
457,2	7,5	5,0	3,8
533,4	11,5	7,7	5,8
609,6	14,7	9,7	7,4
685,8	20,6	13,5	10,3
762,0	25,5	16,9	12,8

Примечания: 1. Расположение кривошипов указано на фиг. 6.

2. Расстояние между цилиндрами указано на фиг. 2 и 4.

3. Неуравновешенной горизонтальной силы нет.

4. Неуравновешенного вертикального и горизонтального моментов нет.

5. Графическое изображение изменения неуравновешенной вертикальной силы инерции показано на фиг. 8.

6. Основные данные двигателей указаны в табл. 7.

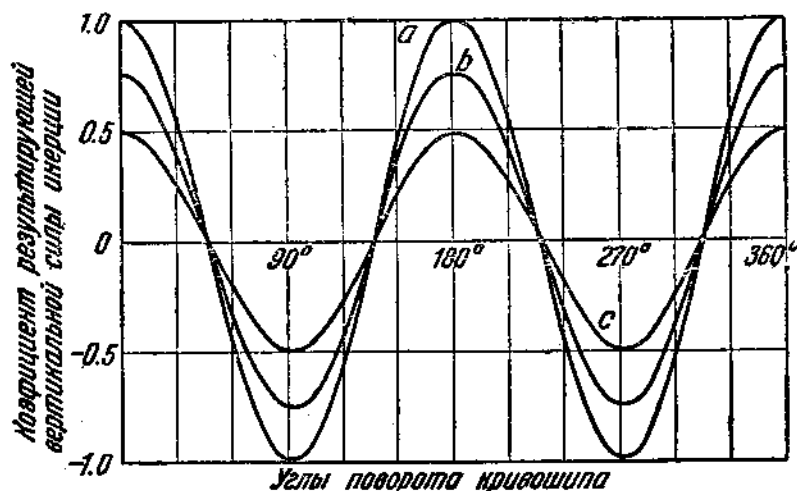
7. Коэффициенты максимальной вертикальной силы инерции взяты из табл. 8 и 18

Случай 2. Расположение кривошипов указано на фиг. 9. Расстояние между цилиндрами указано на фиг. 2.

В этом случае силы инерции первого и второго порядков уравновешены, но моменты сил первого и второго порядков не уравновешены. Коэффициенты неуравновешенного момента для каждого угла поворота кривошипа через 15° сведены в табл. 10, 11 и 12.

В табл. 10 приведены коэффициенты для результирующего неуравновешенного вертикального момента сил инерции поступательно движущихся и вращающихся масс при неуравновешенных вращающихся массах всех кривошипов. В этой таблице для каждого цилиндра имеется отдельная графа, и коэффициенты моментов, полученные из граф D и E табл. 3, помещены в соответствующей последовательности в графе каждого цилиндра. Нужно обратить внимание на то, чтобы эти величины имели правильный знак.

При составлении таблиц принято следующее обозначение: плечи моментов для цилиндров, расположенных справа от плоскости отсчета, положительны, а плечи моментов для цилиндров, расположенных слева от плоскости отсчета, отрицательны. Схематическое изображение расположения кривошипов, приведенное на фиг. 9 и соответствующее положению кривошипа цилиндра 1 в верхней мертвой точке, облегчает выбор правильного знака для моментов сил инерции. После установления знака плеча момента все остальное автоматически вытекает из коэффициентов табл. 3. Неуравновешенный вертикальный момент, помещенный в графе Е табл. 10, является алгебраической суммой величины граф А, В, С и D.



Фиг. 7. Коэффициент результирующей вертикальной силы инерции для четырехцилиндрового двигателя.

Случай 1

a	— отношение длины шатуна к радиусу кривошипа	= 4
b	— " " " " "	= 6
c	— " " " " "	= 8

В табл. 11 помещены величины коэффициентов результирующего неуравновешенного вертикального момента для каждого кривошипа, когда вращающиеся части уравновешены. В этом случае коэффициенты для каждого кривошипа получены из граф В и С табл. 4.

В табл. 12 помещены величины коэффициентов результирующей неуравновешенного горизонтального момента для каждого кривошипа, когда вращающиеся части не уравновешены. Абсолютные величины коэффициентов горизонтального момента для каждого кривошипа получены из граф В и С табл. 5; и в этом случае опять надо позаботиться о том, чтобы для каждого момента был выбран правильный знак.

На фиг. 9 схематически изображено расположение кривошипов для этого случая—при положении кривошипа цилиндра 1 в верхней мертвой

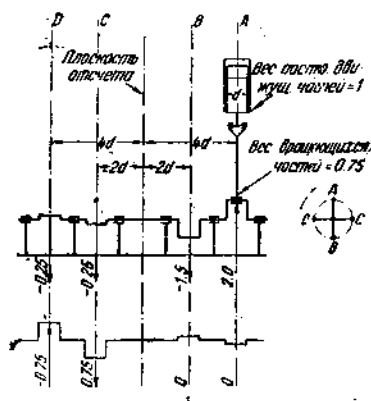
ствия, за исключением тех случаев, когда они предназначены для вспомогательных двигателей. В небольших установках, мощностью не свыше 400 л. с., где возможно применение муфты и реверсивной коробки или реверсивного гребного винта это не является препятствием к применению подобных двигателей для главной судовой установки. В более крупных судовых установках четырехцилиндровый четырехтактный двигатель простого действия можно пускать в ход, временно переводя его на цикл двухтактного двигателя. Однако для четырехтактных судовых двигателей простого действия шесть цилиндров вообще являются минимальным количеством.

В четырехтактных вспомогательных двигателях, для которых пуск в ход из всех положений является существенным, это расположение кривошипов является практически общепринятым, несмотря на то, что вспьшки следуют друг за другом не через равные промежутки времени. Отсутствие колебаний, часто возникающих при расположении кривошипов, показанном в случае 1, считают достаточным основанием, чтобы мириться с неравным промежутком времени между вспьшками. Кроме того, возможно, что неравные промежутки времени между вспьшками могут быть полезными при демпфировании крутильных колебаний коленчатого вала.

Порядок вспьшек для двухтактных двигателей тот же, что и для расположения кривошипов, а именно 1-4-2-3, а для четырехтактных двигателей 1-2-4-3. Отношение максимального крутящего момента к среднему для двухтактного двигателя простого действия равно 1,9, а для четырехтактного простого действия—4,8.

На фиг. 10 графически представлено изменение в зависимости от угла поворота коленчатого вала коэффициентов неуравновешенного вертикального момента для различных случаев уравнивания. Надо отметить, что кривые коэффициентов вертикальных моментов имеют четыре максимальных значения, указывающих на наличие моментов сил инерции второго порядка.

Неуравновешенный горизонтальный момент может быть уничтожен при помощи противовесов, прикрепленных к щекам кривошипов. Неуравновешенный вертикальный момент первого порядка может быть уравновешен только при нарушении уравниваемости в горизонтальной плоскости, как показано на фиг. 10. Неуравновешенный вертикальный момент сил инерции второго порядка не может быть уничтожен при помощи вращающихся противовесов, прикрепленных к щекам кривошипов.



Фиг. 9. Схема четырехцилиндрового двигателя без противовесов.

Случай 2

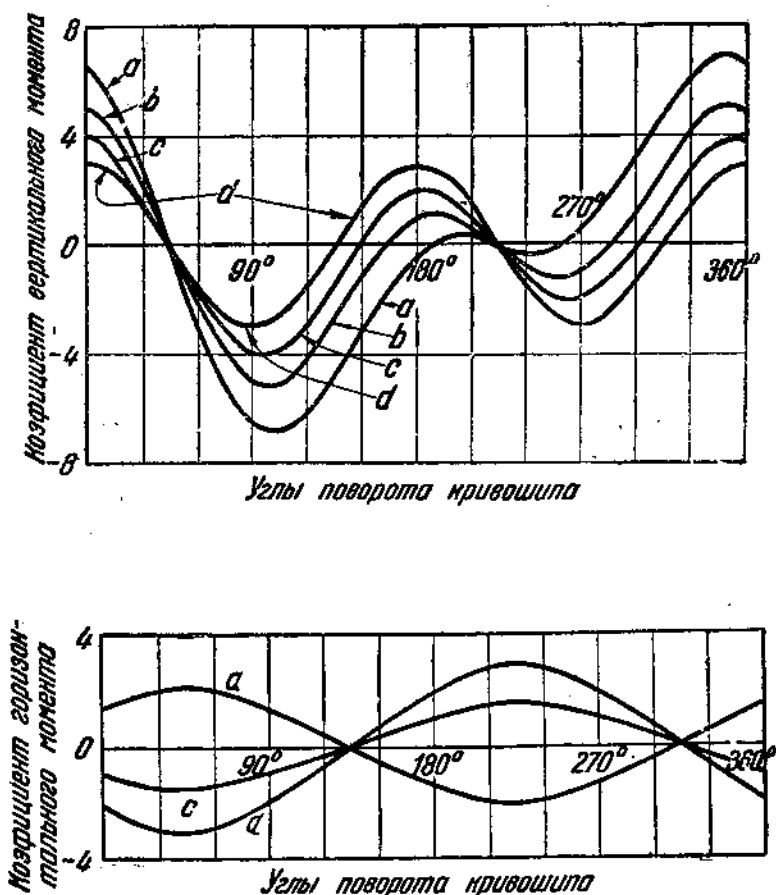
Вертикальная сила инерции = 0. Горизонтальная сила инерции = 0.

Вертикальный момент = $(2 \cdot 4d) - (1,5 \times 2d) + (0,25 \cdot 2) + (0,25 \cdot 4d) = 6,5$.

Горизонтальный момент = $(0,75 \cdot 2d) - (0,75 \cdot 4d) = -1,5d$.

Моменты первого и второго порядков не уравновешены.

В табл. 13 помещены величины максимальных неуравновешенных вертикальных и горизонтальных моментов сил для ряда двигателей с диаметрами цилиндров от 152,4 мм до 762 мм, а на фиг. 11, 12 и 13 эти величины изображены графически. Основные данные этих двигателей приведены в табл. 7.



Фиг. 10. Диаграмма коэффициентов вертикального и горизонтального моментов для четырехцилиндрового двигателя.

Случай 2

- а) Без противовесов.
- б) Вращающиеся массы уравновешены.
- в) Вращающиеся и поступательно движущиеся массы уравновешены.
- д) Вращающиеся и поступательно движущиеся массы уравновешены.

На фиг. 14 схематически изображено расположение кривошипов, причем кривошип 1 расположен в верхней мертвой точке.

Это расположение кривошипов необычно для судовых машин. При расположении смежных кривошипов под углом в 90° изготовление вала

**Коэффициенты результирующего вертикального момента
Четырехцилиндровый двигатель**

Случай 2

вращающиеся массы каждого кривошипа не уравновешены

Угол поворота кривошипа θ°	Цилиндр 1; плечо = $4d$	Цилиндр 2; плечо = $2d$	Цилиндр 3; плечо = $-2d$	Цилиндр 4; плечо = $-4d$	Коэффициенты результирующего вертикального момента
н. м. т. 0	8,000	— 3,000	0,500	1,000	6,500
15	7,632	— 2,948	1,340	— 0,948	5,076
30	6,564	— 2,782	2,000	— 3,000	2,782
45	4,948	— 2,494	2,474	— 4,748	0
60	3,000	— 2,000	2,782	— 6,564	— 2,782
75	0,948	— 1,340	2,948	— 7,632	— 5,076
90	— 1,000	— 0,500	3,000	— 8,000	— 6,500
105	— 2,680	0,474	2,948	— 7,632	— 6,890
120	— 4,000	1,500	2,782	— 6,564	— 6,282
135	— 4,948	2,474	2,474	— 4,948	— 4,948
150	— 5,564	3,282	2,000	— 3,000	— 3,282
165	— 5,896	3,816	1,340	— 0,948	— 1,688
н. м. т. 180	— 6,000	4,000	0,500	1,000	— 0,500
195	— 5,896	3,816	— 0,474	2,680	0,126
210	— 5,564	3,282	— 1,500	4,000	0,218
225	— 4,948	2,474	— 2,474	4,948	0
240	— 4,000	1,500	— 3,282	5,564	— 0,218
255	— 2,680	0,474	— 3,816	5,896	— 0,126
270	1,000	— 0,500	— 4,000	6,000	0,500
285	0,948	— 1,340	— 3,816	5,896	1,688
300	3,000	— 2,000	— 3,282	5,564	3,282
315	4,948	— 2,484	— 2,474	4,948	4,948
330	6,564	— 2,782	— 1,500	4,000	6,282
345	7,632	— 2,948	— 0,474	2,680	6,890
в. м. т. 360	8,000	— 3,000	0,500	1,000	6,500
	A	B	C	D	$E = A + B + C + D$

Примечания: 1. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.

2. Расположение кривошипов указано на фиг. 9.

3. Расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 2.

4. Кривошип 1 расположен в верхней мертвой точке при $\theta = 0$.

5. Коэффициенты моментов для каждого цилиндра взяты из табл. 3.

6. Моменты, вращающие против часовой стрелки, — положительные, по часовой стрелке — отрицательны.

7. Максимальный неуравновешенный вертикальный момент:

$$C = 0,00112 \cdot 6,89W \cdot R \cdot n^3 \cdot d = 0,00772W \cdot R \cdot n^3 \cdot d \text{ тоннометров.}$$

**Коэффициенты результирующего вертикального момента.
Четырехцилиндровый двигатель**

Случай 2

Вращающиеся массы каждого кривошипа уравновешены

Угол поворота кривошипа θ°	Цилиндр 1; плечо $= 4d$	Цилиндр 2; плечо $= 2d$	Цилиндр 3; плечо $= -2d$	Цилиндр 4; плечо $= -4d$	Коэффициенты результирующего горизонтального момента
В. м. т. 0	5,000	— 1,500	0,500	1,000	5,000
15	4,732	— 1,498	0,952	— 0,172	4,014
30	3,964	— 1,482	1,250	— 1,500	2,232
45	2,828	— 1,414	1,414	— 2,828	0
60	1,500	— 1,250	1,482	— 3,964	— 2,232
75	0,172	— 0,952	1,498	— 4,732	— 4,014
90	— 1,000	0,500	1,500	— 5,000	— 5,000
105	— 1,904	0,086	1,498	— 4,732	— 5,052
120	— 2,500	0,750	1,482	— 3,964	— 4,232
135	— 2,828	1,414	1,414	— 2,828	— 2,828
150	— 2,964	1,982	1,250	— 1,500	— 1,232
165	— 2,996	2,366	0,952	— 0,172	0,150
Н. м. т. 180	— 3,000	2,500	0,500	1,000	1,000
195	— 2,996	2,366	— 0,086	1,904	1,188
210	— 2,964	1,982	— 0,750	2,500	1,768
225	— 2,828	1,414	— 1,414	2,828	0
240	— 2,500	0,750	— 1,982	2,964	— 0,768
255	— 1,904	0,086	— 2,366	2,996	— 1,188
270	— 1,000	— 0,500	— 2,500	3,000	— 1,000
285	0,172	— 0,962	— 2,366	2,996	— 0,150
300	1,500	— 1,250	— 1,982	2,964	1,232
315	2,828	— 1,414	— 1,414	2,828	2,828
330	3,964	— 1,482	— 0,750	2,500	4,232
345	4,732	— 1,498	— 0,086	1,904	5,052
В. м. т. 360	5,000	— 1,500	0,500	1,000	5,000
	A	B	C	D	$E = A + B + C + D$

- Примечания: 1. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.
 2. Расположение кривошипов указано на фиг. 9.
 3. Расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 2.
 4. Кривошип 1 расположен в верхней мертвой точке при $\theta = 0$.
 5. Коэффициенты моментов для каждого кривошипа взяты из табл. 4.
 6. Моменты, вращающие против часовой стрелки, — положительны, а по часовой стрелке — отрицательны.
 7. Максимальный неуравновешенный вертикальный момент:

$$C = 0,00112 \cdot 5,052 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d = 0,00566 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d \text{ тоннометров.}$$

**Коэффициенты результирующего горизонтального момента
Четырехцилиндровый двигатель**

Случай 2

Звращающиеся массы каждого кривошипа не уравновешены

Угол поворота кривошипа θ°	Цилиндр 1; плечо $= 4d$	Цилиндр 2; плечо $= 2d$	Цилиндр 3; плечо $= -2d$	Цилиндр 4; плечо $= -4d$	Коэффициенты результирующего вертикального момента
В. м. т. 0	0	0	-1,500	3,000	1,500
15	0,776	-0,388	-1,450	2,900	1,838
30	1,500	-0,750	-1,300	2,600	2,050
45	2,120	-1,060	-1,060	2,120	2,120
60	2,600	-1,300	-0,750	1,500	2,050
75	2,900	-1,450	-0,388	0,776	1,838
90	3,000	-1,500	0	0	1,500
105	2,900	-1,450	0,388	-0,776	1,082
120	2,600	-1,300	0,750	-1,500	0,550
135	2,120	-1,060	1,060	2,120	0
150	1,500	-0,750	1,300	2,600	-0,550
165	0,776	-0,388	1,450	2,900	-1,062
Н. м. т. 180	0	0	1,500	-3,000	-1,500
195	-0,776	0,388	1,450	-2,900	-1,838
210	-1,500	0,750	1,300	-2,600	-2,050
225	-2,120	1,060	1,060	-2,120	-2,120
240	-2,600	1,300	0,750	-1,500	-2,050
255	-2,900	1,450	0,388	-0,776	-1,838
270	-3,000	1,500	0	0	-1,500
285	-2,900	1,450	-0,388	0,776	-1,082
300	-2,600	1,300	-0,750	1,500	-0,550
315	-2,120	1,060	-1,060	2,120	0
330	-1,500	0,750	-1,300	2,600	0,550
345	-0,776	0,388	-1,450	2,900	1,062
В. м. т. 360	0	0	-1,500	3,000	1,500
	A	B	C	D	$E = A + B + C + D$

Примечания: 1. Расположение кривошипов указано на фиг. 9

2. Расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 2.

3. Кривошип 1 находится в верхней мертвой точке при $\theta = 0$.

4. Коэффициенты моментов для каждого кривошипа взяты из табл. 5.

5. Максимальный неуравновешенный горизонтальный момент:

$$C = 0,00112 \cdot 2,12 \cdot W \cdot R \cdot n^2 \cdot d = 0,00238 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d \text{ тоннометров.}$$

6. W — вес поступательно движущихся частей для одного кривошипа в тоннах.

Максимальные неуравновешенные моменты. Четырехцилиндровый двигатель простого действия

Случай 2

Расстояние между цилиндрами	Диаметр цилиндра мм	Горизонтальный момент тоннометры				Вертикальный момент тоннометры			
		Без противовесов	Вращающиеся массы уравновешены	Вращающиеся и половина поступательно движущихся масс уравновешены	Вращающиеся и поступательно движущиеся массы уравновешены	Без противовесов	Вращающиеся массы уравновешены	Вращающиеся и половина поступательно движущихся масс уравновешены	Вращающиеся и поступательно движущиеся массы уравновешены
Фиг. 2	152,4	0,336	нет	— 0,213	— 0,427	1,07	0,79	0,64	0,457
„ 4	152,4	0,336	„	— 0,213	— 0,427	0,91	0,64	0,46	0,305
„ 2	228,6	0,915	„	— 0,61	— 1,22	2,99	2,16	1,740	1,31
„ 4	228,6	0,915	„	— 0,61	— 1,22	2,62	1,80	1,31	0,854
„ 2	304,8	1,98	„	— 1,31	— 2,62	6,47	4,73	3,72	2,81
„ 4	304,8	1,98	„	— 1,31	— 2,62	5,64	3,90	2,81	1,89
„ 2	381,0	3,81	„	— 2,56	— 5,12	12,55	9,15	7,32	5,46
„ 4	381,0	3,81	„	— 2,56	— 5,12	11,00	7,62	5,46	3,63
„ 2	457,2	7,22	„	— 4,82	— 9,63	23,60	17,40	13,70	10,20
„ 4	457,2	7,22	„	— 4,82	— 9,63	20,40	14,30	10,20	6,86
„ 2	533,4	12,95	„	— 8,60	— 16,60	42,40	31,10	24,70	18,30
„ 4	533,4	12,95	„	— 8,60	— 16,60	36,90	25,60	18,30	12,20
„ 2	609,1	19,05	„	— 12,65	— 25,30	62,00	45,40	36,00	27,00
„ 4	609,1	19,05	„	— 12,65	— 25,30	54,30	37,50	27,00	18,00
„ 2	685,8	29,90	„	— 20,00	— 40,00	97,60	72,60	56,70	42,40
„ 4	685,8	29,90	„	— 20,00	— 40,00	85,20	59,20	42,40	28,20
„ 2	762,6	40,80	„	— 27,40	— 54,80	134,00	97,60	77,80	58,00
„ 4	762,6	40,80	„	— 27,40	— 54,80	117,00	80,80	58,00	38,70

Примечания: 1. Расположение кривошипов указано на фиг. 9.

2. Неуравновешенных горизонтальных и вертикальных сил нет.

3. Основные данные двигателей указаны в табл. 7.

4. Графическое изображение дано на фиг. 11, 12 и 13.

5. Коэффициенты максимального неуравновешенного момента взяты из табл. 18.

Коэффициенты результирующего вертикального момента. Четырехцилиндровый двигатель

Случай 3

Вращающиеся массы каждого кривошипа неуравновешены

Угол поворота кривошипа θ°	Цилиндр 1; плечо = $4d$	Цилиндр 2; плечо = $2d$	Цилиндр 3; плечо = $-2d$	Цилиндр 4; плечо = $-4d$	Коэффициенты результирующего вертикального момента
в. м. т. 0	8,000	-0,500	0,500	6,000	14,000
15	7,632	0,474	1,340	5,896	15,342
30	6,564	1,500	2,000	5,564	15,628
45	4,948	2,474	2,474	4,948	14,844
60	3,000	3,282	2,782	4,000	13,064
75	0,948	3,816	2,948	2,680	10,392
90	-1,000	4,000	3,000	1,000	7,000
105	-2,680	3,816	2,948	-0,948	3,136
120	-4,000	3,282	2,782	-3,000	-0,936
135	-4,948	2,474	2,474	-4,948	-4,948
150	-5,564	1,500	2,000	-5,564	-8,628
165	-5,896	0,474	1,340	-7,632	-11,714
н. м. т. 180	-6,000	-0,500	0,500	-7,000	-14,000
195	-5,896	-1,340	-0,474	-7,632	-15,342
210	-5,564	-2,000	-1,500	-6,564	-15,628
225	-4,948	-2,474	-2,474	-4,948	-14,844
240	-4,000	-3,282	-2,782	-3,000	-13,064
255	-2,680	-3,816	-2,948	-0,948	-10,392
270	-1,000	-4,000	-3,000	1,000	-7,000
285	0,948	-3,816	-2,948	2,680	-3,136
300	3,000	-3,282	-2,782	4,000	0,936
315	4,948	-2,474	-2,474	4,948	4,948
330	5,564	-1,500	-2,000	5,564	8,628
345	7,632	-0,474	-1,340	5,896	11,714
в. м. т. 360	8,000	-0,500	0,500	6,000	14,000
	A	B	C	D	E=A+B+C+D

- Примечания: 1. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.
 2. Расположение кривошипов указано на фиг. 14.
 3. Расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 2.
 4. Кривошип 1 расположен в верхней мртвой точке при $\theta = 0$.
 5. Коэффициенты моментов для каждого кривошипа взяты из табл. 3.
 6. Моменты, вращающие против часовой стрелки, — положительные, а по часовой стрелке — отрицательны.
 7. Максимальный неуравновешенный вертикальный момент:

$$C = 0,00112 \cdot 15,628 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d = 0,0175 \cdot W \cdot R \cdot n^2 \cdot d \text{ тоннометров.}$$

Коэффициенты результирующего вертикального момента. Четырехцилиндровый двигатель

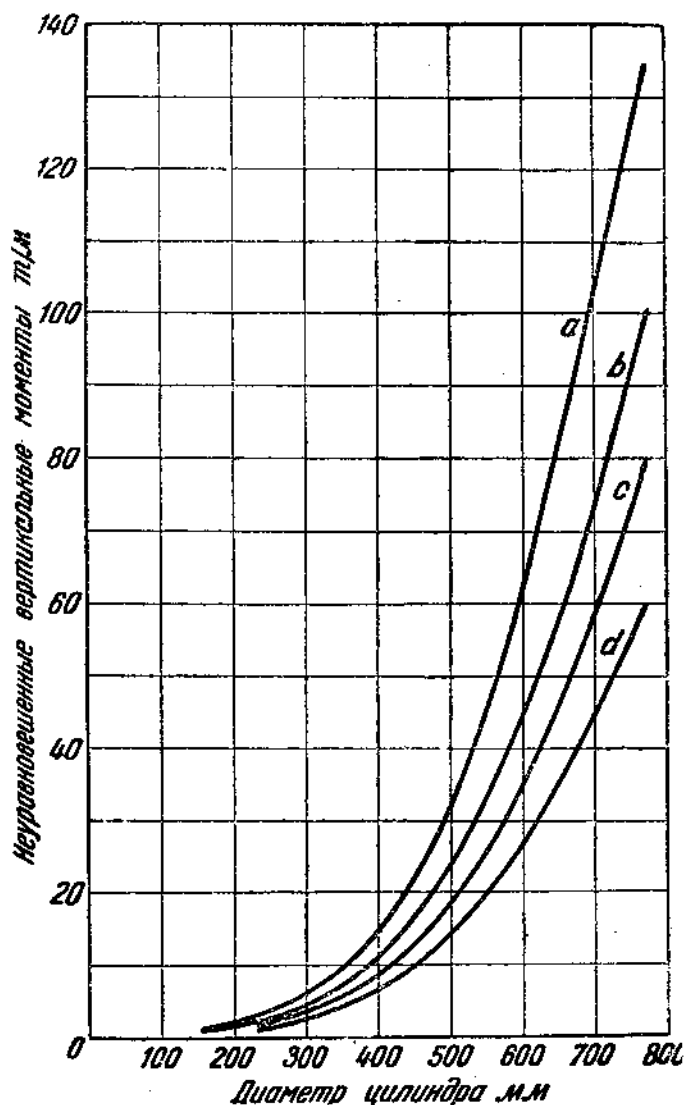
Случай 3

Вращающиеся массы каждого кривошипа уравновешены

Угол поворота кривошипа θ°	Цилиндр 1; плечо $= 4d$	Цилиндр 2; плечо $= 2d$	Цилиндр 3; плечо $= -2d$	Цилиндр 4; плечо $= -4d$	Коэффициенты результирующего вертикального момента
в. м. т. 0	5,000	— 0,500	0,500	3,000	8,000
15	4,732	0,086	0,952	2,996	8,766
30	3,964	0,750	1,250	2,964	8,928
45	2,828	1,414	1,414	2,828	8,484
60	1,500	1,982	1,482	2,500	7,464
75	0,172	2,366	1,498	1,904	5,940
90	— 1,000	2,500	1,500	1,000	4,000
105	— 1,904	2,366	1,498	— 0,172	1,788
120	— 2,500	1,982	1,482	— 1,500	— 0,536
135	— 2,828	1,414	1,414	— 2,828	— 2,828
150	— 2,964	0,750	1,250	— 3,964	— 4,928
165	— 2,996	0,086	0,952	— 4,732	— 6,690
н. м. т. 180	— 3,000	— 0,500	0,500	— 5,000	— 8,000
195	— 2,996	— 0,952	— 0,086	— 4,732	— 8,766
210	— 2,964	— 1,250	— 0,750	— 3,964	— 8,928
225	— 2,828	— 1,414	— 1,414	— 2,828	— 8,484
240	— 2,500	— 1,482	— 1,982	— 1,500	— 7,464
255	— 1,904	— 1,498	— 2,366	— 0,172	— 5,940
270	— 1,000	— 1,500	— 2,500	1,000	— 4,000
285	0,172	— 1,498	— 2,366	1,904	— 1,788
300	1,500	— 1,482	— 1,982	2,500	0,536
315	2,828	— 1,414	— 1,414	2,828	2,828
330	3,964	— 1,250	— 0,750	2,964	4,928
345	4,732	— 0,952	— 0,086	2,996	6,690
в. м. т. 360	5,000	— 0,500	0,500	3,000	8,000
	A	B	C	D	E=A+B+C+D

- Примечания: 1. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.
 2. Расположение кривошипов указано на фиг. 14.
 3. Расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 2.
 4. Кривошип 1 расположен в верхней мертвой точке при $\theta = 0$.
 5. Коэффициенты моментов для каждого кривошипа взяты из табл. 4.
 6. Моменты, вращающие против часовой стрелки, — положительные, а по часовой стрелке — отрицательны.
 7. Максимальный н.у.уравновешенный вертикальный момент:

$$C = 0,00112 \cdot 8,928 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d = 0,0100 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d \text{ тоннометров}$$



Фиг. 11. Максимальный неуравновешенный вертикальный момент для четырехцилиндрового двигателя простого действия.

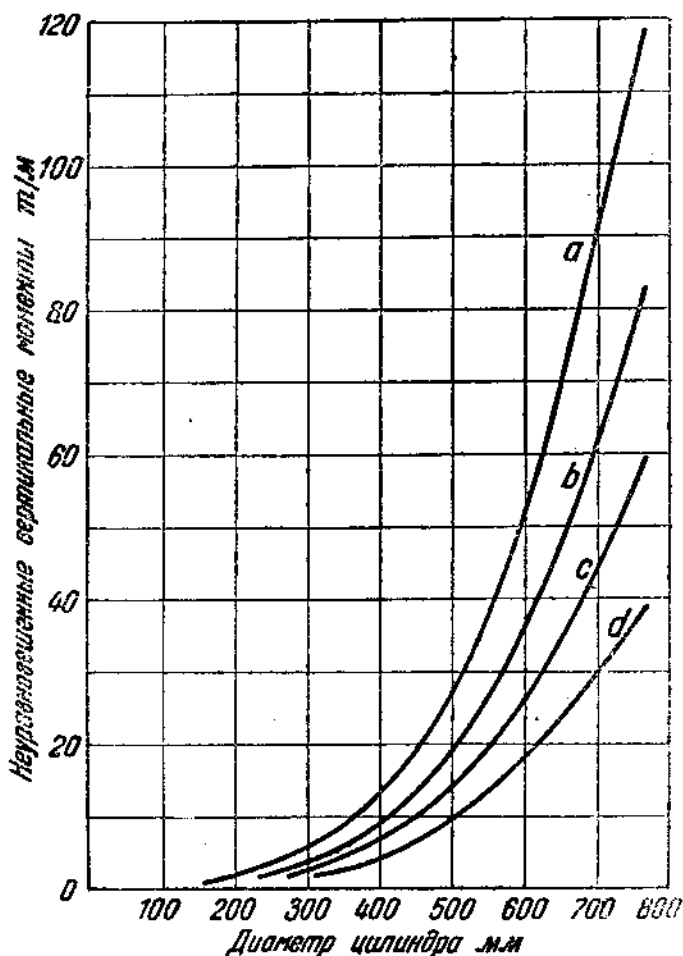
Случай 2

- а) Без противовесов.
- б) Вращающиеся массы уравновешены.
- в) Вращающиеся и половина поступательно движущихся масс уравновешены.
- г) Вращающиеся и поступательно движущиеся массы уравновешены.

Примечания:

1. Расположение кривошипов соответствует изображенному на фиг. 9.
2. Расстояние между осями цилиндров соответствует изображенному на фиг. 2.
3. Основные данные двигателей приведены в табл. 7.

более затруднительно, если он делается из одного или двух кусков. Кроме того, величина максимальных неуравновешенных горизонтальных и вертикальных моментов гораздо больше, чем при расположении кривошипов, указанном во втором случае, так как моменты первого порядка не уравновешены.



Фиг. 12. Максимальные неуравновешенные вертикальные моменты для четырехцилиндрового двигателя простого действия.

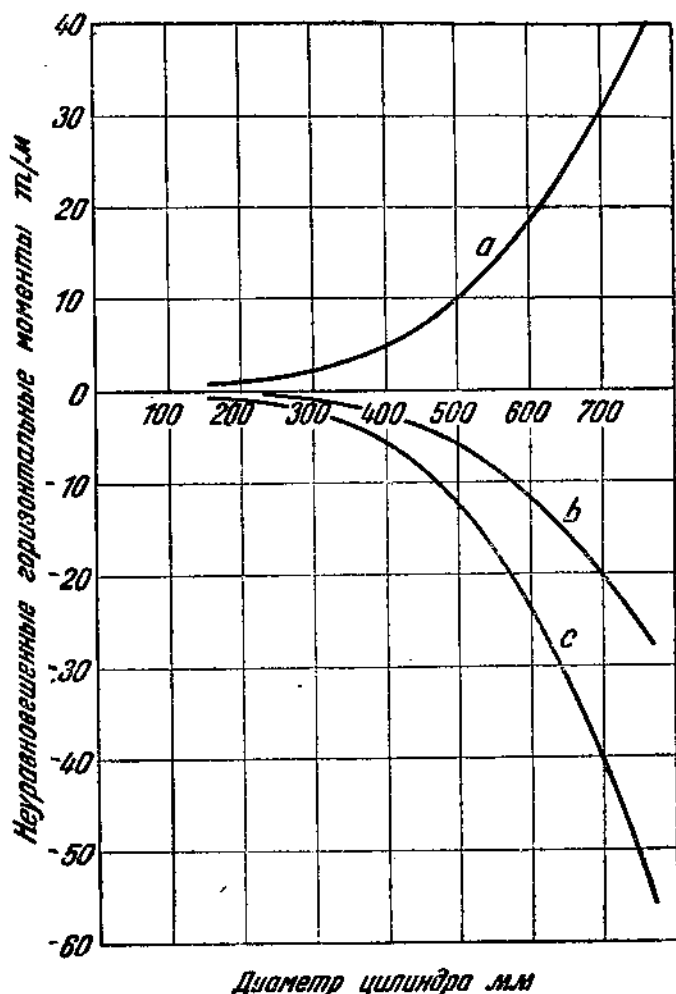
Случай 2

- а) Без противовесов.
- б) Вращающиеся массы уравновешены:
- в) Вращающиеся и половина поступательно движущихся масс уравновешены.
- г) Вращающиеся и поступательно движущиеся массы уравновешены.

Примечания:

1. Расположение кривошипов, соответствующее изображенному на фиг. 9.
2. Расстояние между осями цилиндров, соответствующее фиг. 4.
3. Основные данные двигателей приведены в табл. 7.

Как и для других четырехцилиндровых двигателей, это расположение кривошипов непригодно для четырехтактных судовых двигателей простого действия, за исключением тех случаев, когда они употребляются в качестве вспомогательных. Для двухтактных двигателей простого действия выбирают поряток вспышек 1-2-4-3, а для четырехтактных двигателей простого действия—1-4-2-3. В двухтактных двигателях простого действия



Фиг. 13. Максимальные неуравновешенные горизонтальные моменты для четырехцилиндрового двигателя простого действия.

Случай 2

- а) Без противовесов.
- б) Вращающиеся и половина поступательно движущихся массы уравновешены.
- с) Вращающиеся и поступательно движущиеся массы уравновешены.

Примечания:

1. Расположение кривошипов соответствует показанному на фиг. 9.
2. Расстояние между цилиндрами соответствует показанному на фиг. 2 и 4.
3. Основные данные двигателей указаны в табл. 7.
4. Когда вращающиеся массы вполне уравновешены, никакого неуравновешенного горизонтального момента нет.

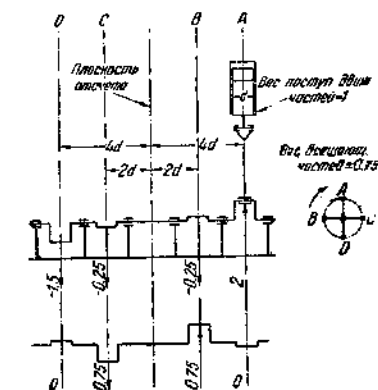
и четырехтактных двигателях двойного действия вспышки следуют одна за другой через равные интервалы при повороте коленчатого вала на 90° . Отношение максимального крутящего момента к среднему для двухтактных двигателей простого действия равно 1,9, а для четырехтактных двигателей простого действия 4,8, как и во втором случае.

На фиг. 15 графически изображено изменение коэффициентов неуравновешенных горизонтального и вертикального моментов в зависимости от угла поворота коленчатого вала для нескольких способов уравнивания. Надо отметить, что кривые имеют два максимальных значения, указывающих, что не уравновешены только моменты сил первого порядка. Эта диаграмма ясно показывает, что полное уравнивание в вертикальной плоскости может быть получено только за счет появления

неуравновешенного момента в горизонтальной плоскости. Следует отметить, что если половина поступательно движущихся масс и вращающиеся массы полностью уравниваются при помощи противовесов, прикрепленных к щекам коленчатого вала, то результирующий неуравновешенный вертикальный момент равен по своей величине результирующему неуравновешенному горизонтальному моменту. Далее, если поступательно движущиеся массы полностью уравниваются, неуравновешенный вертикальный момент исчезает, но в горизонтальной плоскости тогда появляется значительный неуравновешенный момент.

В табл. 17 приведены величины максимальных неуравновешенных вертикальных и горизонтальных моментов для ряда двигателей, указанных в табл. 7, а графическое изображение их дано на фиг. 16, 17, 18 и 19.

Табл. 18 дает сводку данных для четырехцилиндровых двигателей и включает в себе коэффициенты сил инерции



Фиг. 14. Схема кривошипов четырехтактного двигателя без противовесов.

Случай 3

Вертикальная сила инерции = 0.
Горизонтальная сила инерции = 0.
Вертикальный момент = $(2 \cdot 4) - (0,25 \cdot 2d) + (0,25 \cdot 2d) + (1,5 \cdot 4d) = 14d$.
Горизонтальный момент = $(0,75 \cdot 2d) + (0,75 \cdot 2d) = 3d$.
Моменты первого порядка не уравновешены.

и моментов этих сил для двигателей с разными расстояниями между осями цилиндров. Коэффициенты K и C , приведенные в этой таблице, дают возможность вычислить результирующую неуравновешенную силу инерции и момент сил для данного вида четырехцилиндрового двигателя путем простой подстановки в формулы, помещенные внизу таблицы.

Силы инерции и моменты сил высших порядков

Коэффициенты, приведенные в табл. 1, показывают, что величины сил инерции четвертого и высших порядков незначительны по сравнению с величинами сил инерции первого и второго порядков. Однако неурав-

Коэффициенты результирующего горизонтального момента. Четырехцилиндровый двигатель

Случай 3

Вращающиеся массы каждого кривошипа не уравновешены

Угол поворота кривошипа θ°	Цилиндр 1; плечо = $4d$	Цилиндр 2; плечо = $2d$	Цилиндр 3; плечо = $-2d$	Цилиндр 4; плечо = $-4d$	Коэффициенты результирующего горизонтального момента
в. м. т. 0	0	-1,500	-1,500	0	-3,000
15	0,776	-1,450	-1,450	0,776	-3,348
30	1,500	-1,300	-1,300	1,500	0,400
45	2,120	-1,060	-1,060	2,120	2,120
60	2,600	-0,750	-0,750	2,600	3,700
75	2,900	-0,388	-0,388	2,900	5,024
90	3,000	0	0	3,000	6,000
105	2,900	0,388	0,388	2,900	6,576
120	2,600	0,750	0,750	2,600	6,700
135	1,120	1,060	1,060	1,120	6,560
150	1,500	1,300	1,300	1,500	5,600
165	0,776	1,450	1,450	0,776	4,452
н. м. т. 180	0	1,500	1,500	0	3,000
195	-0,776	1,450	1,450	-0,776	1,348
210	-1,500	1,300	1,300	-1,500	-0,400
225	-2,120	1,060	1,060	-2,120	-2,120
240	-2,600	0,750	0,750	-2,600	-3,700
255	-2,900	0,388	0,388	-2,900	-5,024
270	-3,000	0	0	-3,000	-6,000
285	-2,900	-0,388	-0,388	-2,900	-6,576
300	-2,600	-0,750	-0,750	-2,600	-6,700
315	-2,120	-1,060	-1,060	-2,120	-6,360
330	-1,500	-1,300	-1,300	-1,500	-5,600
345	-0,776	-1,450	-1,450	-0,776	-4,452
в. м. т. 360	0	-1,500	-1,500	0	-3,000
	A	B	C	D	$E=A+B+C+D$

Примечания: 1. Расположение кривошипов указано на фиг. 14.

2. Расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 2.

3. Кривошип 1 расположен в верхней мертвой точке при $\theta = 0$.

4. Коэффициенты моментов для каждого кривошипа взяты из табл. 5.

5. Максимальный неуравновешенный горизонтальный момент:

$$C = 0,00112 \cdot 6,7 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d = 0,00750 \cdot W \cdot R \cdot n^2 \cdot d \text{ тоннометров.}$$

6. W — вес поступательно движущихся частей для одного кривошипа в тоннах.

Максимальные неуравновешенные моменты. Четырехцилиндровые двигатели простого действия

Случай 3

Расстояние между осями цилиндров	Диаметр цилиндров, мм	Горизонтальный момент тоннометры				Вертикальный момент тоннометры			
		Без противовесов	Вращающиеся массы уравновешены	Вращающиеся и половина поступательно движущихся масс уравновешены	Вращающиеся и поступательно движущиеся массы уравновешены	Без противовесов	Вращающиеся массы уравновешены	Вращающиеся и половина поступательно движущихся масс уравновешены	Вращающиеся и поступательно движущиеся массы уравновешены
Фиг. 2	152,4	1,04	Нет	— 0,70	— 1,40	2,47	1,40	0,70	Нет
4	152,4	0,73	—	— 0,49	— 0,98	1,74	— 0,98	0,49	—
2	228,6	2,80	—	— 1,98	— 3,84	6,77	3,84	1,98	—
4	228,6	2,01	—	— 1,37	— 2,74	4,76	2,74	1,37	—
2	304,8	6,25	—	— 4,24	— 8,35	14,60	8,35	4,24	—
4	304,8	4,42	—	— 2,99	— 5,92	10,05	5,92	2,99	—
2	381,0	12,20	—	— 8,23	— 16,20	28,50	16,20	8,23	—
4	381,0	8,50	—	— 5,80	— 11,43	24,10	11,43	5,80	—
2	457,2	23,00	—	— 15,55	— 30,50	63,70	30,50	15,55	—
4	457,2	16,15	—	— 10,90	— 21,60	37,80	21,60	10,90	—
2	533,4	41,20	—	— 27,90	— 54,80	96,00	54,80	27,90	—
4	533,4	29,10	—	— 19,50	— 38,70	67,30	38,70	19,50	—
2	609,6	60,00	—	— 40,80	— 80,50	141,50	80,50	40,80	—
4	609,6	42,40	—	— 28,50	— 56,70	91,00	56,70	28,50	—
2	685,8	94,50	—	— 64,00	— 126,50	222,00	126,50	64,00	—
4	685,8	67,00	—	— 44,80	— 89,00	157,00	89,00	44,80	—
2	762,0	129,50	—	— 88,40	— 174,00	304,80	174,00	88,40	—
4	762,0	91,50	—	— 61,60	— 123,00	215,00	123,00	61,60	—

Примечания: 1. Расположение кривошипов указано на фиг. 14.

2. Неуравновешенных вертикальных и горизонтальных сил инерции нет.

3. Основные данные двигателей приведены в табл. 7.

4. Графическое изображение дано на фиг. 16, 17, 18 и 19.

5. Коэффициенты максимального неуравновешенного момента взяты из табл. 18.

Сводная таблица для четырехцилиндровых двигателей. Коэффициенты для неуравновешенных сил инерции и моментов

Расстояние между осями цилиндров	Расположение кривошипов	Величина противовесов	Коэф.ц. К—силы инерц.		С—коэффициенты моментов	
			вертик.	горизонт.	вертик.	горизонт.
Случай 1						
Фиг. 2	Фиг. 6	Нет	0,00112	Нет	Нет	Нет
" 4	" 6	"	0,00112	"	"	"
Случай 2						
Фиг. 2	Фиг. 9	Нет	Нет	"	0,00772	0,00238
" 4	" 9	"	"	"	0,00675	0,00238
" 2	" 9	Вращающиеся массы	"	"	0,00566	Нет
" 4	" 9	"	"	"	0,00467	"
" 2	" 9	Вращающиеся и половина поступательно движущ. масс	"	"	0,00448	—0,00158
" 4	" 9	Вращающиеся и половина поступательно движущ. масс	"	"	0,00336	—0,00158
" 2	" 9	Вращающиеся и поступательно движущиеся массы	"	"	0,00336	—0,00316
" 4	" 9	Вращающиеся и поступательно движущиеся массы	"	"	0,00224	—0,00316
Случай 3						
Фиг. 2	Фиг. 14	Нет	"	"	0,01750	0,00750
" 4	" 14	"	"	"	0,01240	0,00530
" 2	" 14	Вращающаяся масса	"	"	0,01000	Нет
" 4	" 14	"	"	"	0,00705	"
" 2	" 14	Вращающиеся и половина поступательно движущ. масс	"	"	0,00500	—0,00500
" 4	" 14	Вращающиеся и половина поступательно движущ. масс	"	"	0,00352	—0,00356
" 2	" 14	Вращающиеся и поступательно движущиеся массы	"	"	Нет	—0,01000
" 4	" 14	Вращающиеся и поступательно движущиеся массы	"	"	"	—0,00705

Примечания: 1. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.

2. Максимальная неуравновешенная сила = $W \cdot R \cdot n^2 \cdot K$ тонн,

где W — вес поступательно движущихся частей в тоннах;

R — радиус кривошипа в метрах;

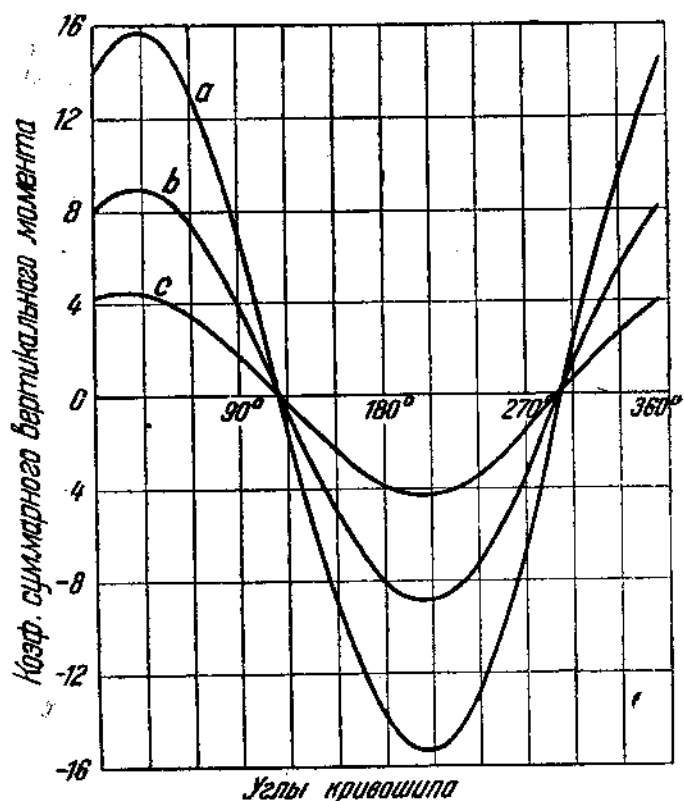
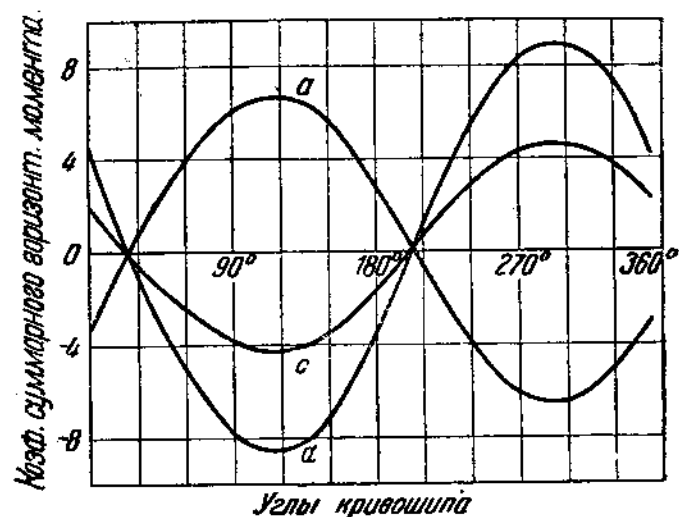
n — число оборотов в минуту;

K — коэффициент силы инерции, взятый из вышеприведенной таблицы.

3. Максимальный неуравновешенный момент, равный $W \cdot R \cdot n^2 \cdot C \cdot d$ тоннометров, где значения букв те же, что и в прим. 2; d — диаметр цилиндра в метрах;

C — коэффициент моментов, взятый из вышеприведенной таблицы.

4. Следует отметить, что в вышеприведенную формулу входит вес поступательно движущихся частей, независимо от того, будут ли силы инерции или момент вертикальными или горизонтальными.



Фиг. 15. Ди-грамма суммарного вертикального и горизонтального моментов четырехцилиндрового двигателя.

Случай 3

- a) Без противовесов.
- b) Вращающиеся массы уравновешены.
- c) Вращающиеся и половина поступательно движущихся масс уравновешены.
- d) Вращающиеся и поступательно движущиеся массы уравновешены.

новешенные силы инерции, едва заметные по своей величине, могут вызвать неприятные и даже опасные колебания, если случится, что частота возбуждающей силы совпадет с частотой собственных колебаний какой-либо части двигателя или окружающих его предметов. Поэтому необходимо знать, какие из сил инерции высших порядков не уравновешены в двигателе данного типа, чтобы можно было определить частоту всех возбуждающих сил, которые могут вызвать резонанс. Например, неуравновешенные силы инерции четвертого, шестого, восьмого и т. д. порядков имеют частоту, которая выражается числом оборотов коленчатого вала в минуту, умноженным на 4, 6, 8 и т. д.

Самые величины неуравновешенных сил инерции высших порядков не имеют большого практического значения.

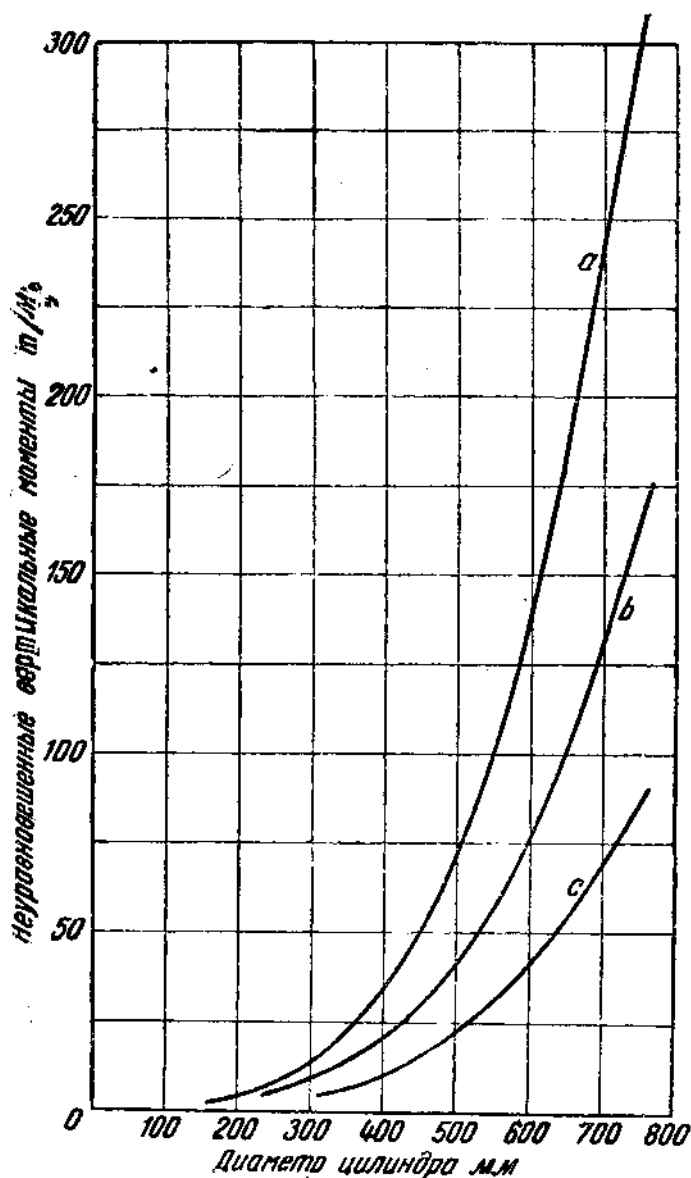
На практике не существует способа уравновешивания неуравновешенных сил инерции высших порядков, но их действие сказывается только в узких пределах критических чисел оборотов. Поэтому во время работы двигателя надо избегать скоростей, близких к критическим. Или же деталь двигателя, подверженную действию колебаний, можно сделать более жесткой для того, чтобы частота колебаний ее была больше частоты возбуждающей силы.

Обычно, однако, не приходится сталкиваться с колебаниями, возникающими благодаря неуравновешенным силам инерции высших порядков в двигателях обычной конструкции, так как частота неуравновешенных сил инерции четвертого порядка, т. е. *число оборотов в минуту, умноженное на 4*, большей частью значительно ниже частоты собственных колебаний любой детали двигателя или окружающих его предметов, в то время как величина сил инерции шестого и высших порядков так мала, что энергия, затрачиваемая на поддержание колебаний, ничтожна даже тогда, когда двигатель работает в пределах критических чисел оборотов.

Вышеизложенное относится— правда, в меньшей степени— и к неуравновешенным моментам сил инерции четвертого и высших порядков, так как возбуждающее действие неуравновешенного момента силы обычно значительно меньше того, которое оказывает сама неуравновешенная сила инерции. Во всяком случае, весьма вероятно, что ошибка, которая будет иметь место, если пренебречь этими силами инерции высших порядков, не больше той ошибки, которая имеет место при предположении, что коленчатый вал вращается с совершенно постоянной угловой скоростью, или что веса поступательно движущихся частей всех рабочих цилиндров одинаковы.

По порядку и частоте неуравновешенные силы инерции в четырехцилиндровых двигателях, которые рассматриваются в настоящей главе, могут быть подразделены следующим образом:

В случае 1—получаются неуравновешенные силы инерции второго, четвертого, шестого, восьмого и т. д. порядков, имеющие частоту, равную $2n$; $4n$; $6n$; $8n$ и т. д., где n равно числу оборотов коленча-



Фиг. 16. Максимальные неуравновешенные вертикальные моменты для четырехцилиндрового двигателя простого действия.

Случай 3

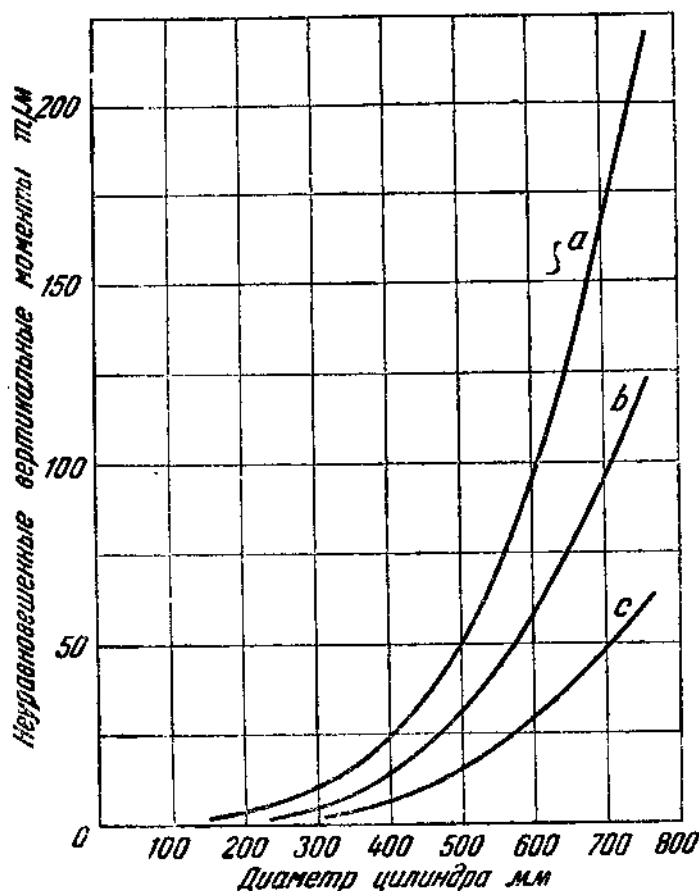
- a) Без противовесов.
- b) Вращающиеся массы уравновешены.
- c) Вращающиеся и половина поступательно движущихся масс уравновешены.

Примечания:

1. Расположение кривошипов соответствует изображенному на фиг. 14.
2. Расстояние между осями цилиндров соответствует изображенному на фиг. 2.
3. Основные данные двигателя приведены в табл. 7.
4. Вертикальный момент = 0, если величина противовеса равна весу поступательно движущихся и вращающихся частей.

того вала двигателя в минуту. Неуравновешенные моменты отсутствуют.

В случае 2—получаются неуравновешенные силы инерции четвертого, восьмого и т. д. порядков, имеющие частоту, равную соответствен-



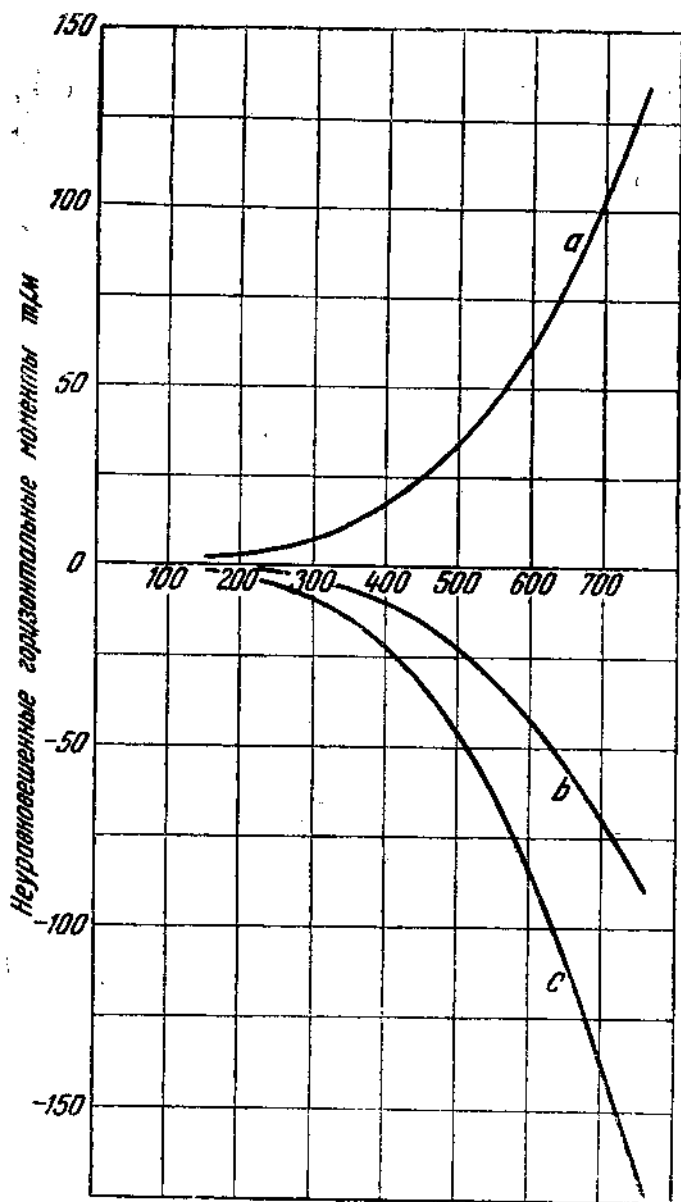
Фиг. 17. Максимальные неуравновешенные вертикальные моменты для четырехцилиндрового двигателя простого действия.

Случай 3

- а) Без противовесов.
- б) Вращающиеся массы уравновешены.
- с) Вращающиеся и половина поступательно движущихся масс уравновешены.

Примечания:

1. Расположение кривошипов соответствует изображенному на фиг. 14.
2. Расстояние между осями цилиндров соответствует изображенному на фиг. 4.
3. Основные данные двигателя приведены в табл. 7.
4. Вертикальный момент = 0, если величина противовеса равна весу поступательно движущихся и вращающихся масс.



Фиг. 18. Максимальные неуравновешенные горизонтальные моменты для четырехцилиндрового двигателя простого действия.

Случай 3

а. Без прогибов.

б) Вращающиеся и половина поступательно движущихся масс уравновешены.

в) Вращающиеся и поступательно движущиеся массы уравновешены.

Примечания:

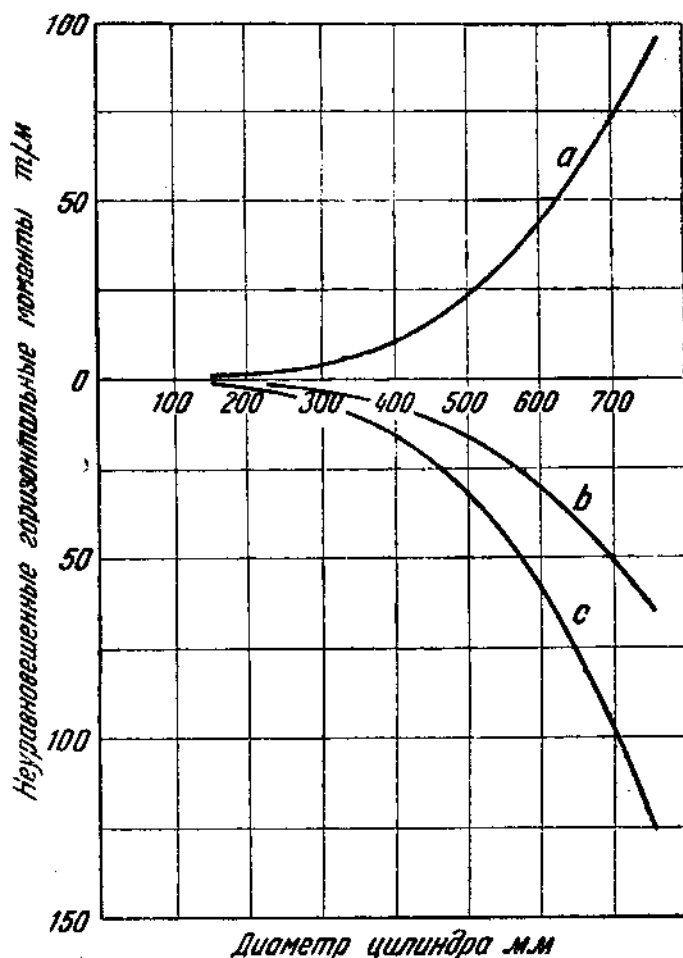
1. Расположение кривых соответствует изображенному на фиг. 14.

2. Расстояние между осями цилиндров соответствует изображенному на фиг. 2.

3. Основные данные двигателей приведены в табл. 7.

4. Когда вращающиеся массы уравновешены, неуравновешенный горизонтальный момент = 0.

но 4 n ; 8 n и т. д., и неуравновешенные моменты сил первого, второго и шестого и т. д. порядков, имеющие частоту, равную соответственно n ; 2 n ; 6 n и т. д.



Фиг. 19. Максимальные неуравновешенные горизонтальные моменты для четырехцилиндрового двигателя простого действия.

Случай 3

- a) Без противовесов.
- b) Вращающиеся и половина поступательно движущихся масс уравновешены.
- c) Вращающиеся и поступательно движущиеся массы уравновешены.

Примечания:

1. Расположение кривошипов соответствует показанному на фиг. 14.
2. Расстояние между цилиндрами соответствует показанному на фиг. 4.
3. Основные данные двигателей приведены в табл. 7.
4. Когда вращающиеся массы уравновешены, горизонтальный момент = 0.

В случае 3—получаются неуравновешенные силы инерции четвертого восьмого и т. д. порядков, имеющие частоту, равную соответственно, $4n$; $8n$ и т. д., и неуравновешенные моменты сил только первого порядка, частота которых равна n .

В табл. 18а приведены данные о частоте сил инерции и моментов сил различных порядков, возникающих благодаря неуравновешенным поступательно движущимся массам, кончая силами инерции и моментами восьмого порядка для двигателей, имеющих от одного до восьми цилиндров.

Неуравновешенные вращающиеся массы оказывают влияние только на величину сил инерции и моментов первого порядка. Они не оказывают влияния на силы инерции и моменты высших порядков, которые возникают благодаря конечной длине шатуна. Величина момента в тех случаях, когда имеются неуравновешенные силы инерции, изменяется в зависимости от положения плоскости отсчета, относительно которой подсчитаны моменты их, вследствие чего необходимо отметить, что в табл. 18а все моменты относятся к плоскости, проходящей через середину двигателя, как это указано на схеме расположения кривошипов в табл. 28.

ГЛАВА III

ТАБЛИЦЫ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ШЕСТИЦИЛИНДРОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Случай 1. Расположение кривошипов указано на фиг. 20; расстояние между цилиндрами указано на фиг. 3.

Это расположение кривошипов дает полное уравнивание без применения вращающихся или каких-либо других противовесов. Однако применение вращающихся противовесов может быть желательно для того, чтобы уменьшить напряжения, возникающие в раме двигателя, и чтобы устранить колебания, возникающие благодаря периодической деформации частей двигателя между смежными цилиндрами.

Это расположение кривошипов является общепринятым для шестицилиндровых четырехтактных двигателей простого действия, но для двухтактных двигателей оно непригодно вследствие неравномерности интервалов между вспышками, а также вследствие того, что такие двухтактные двигатели простого действия нельзя было бы пустить в ход из всех положений. Порядок вспышек в четырехтактных двигателях простого действия 1-5-3-6-2-4 или 1-2-3-6-5-4, причем первый встречается чаще.

Отношение максимального крутящего момента к среднему для четырехтактных двигателей простого действия равно 2,63. Так как двигатель полностью внешне уравновешен, то расстояние между цилиндрами не влияет на уравнивание, хотя цилиндры должны быть расположены на возможно близком расстоянии друг от друга, чтобы уменьшить до минимума моменты сил инерции между соседними цилиндрами. Для уменьшения нагрузок на раму двигателя между соседними цилиндрами полезно применять вращающиеся противовесы.

Порядок и частота вертикальных сил инерции и моментов, возникающих благодаря неуравновешенным поступательно движущимся массам

№ примера в табл. 28	Число цилиндров	Ч а с т о т а									
		Вертикальные силы инерции					Момент относительно середины двигателя				
		1-й порядок	2-й порядок	4-й порядок	6-й порядок	8-й порядок	1-й порядок	2-й порядок	4-й порядок	6-й порядок	8-й порядок
1	1	n	2n	4n	6n	8n	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
2	2	n	2n	4n	6n	8n	"	"	"	"	"
3	2	Нет	2n	4n	6n	8n	n	"	"	"	"
4	2	n	Нет	4n	Нет	8n	n	2n	"	6n	"
5	3	Нет	"	Нет	6n	Нет	n	2n	4n	Нет	8n
6	4	"	2n	4n	6n	8n	Нет	Нет	Нет	"	Нет
7	4	"	Нет	4n	Нет	8n	n	2n	"	6n	"
8	4	"	"	4n	"	8n	n	2n	"	6n	"
9	4	"	"	4n	"	8n	n	Нет	"	Нет	"
10	4	"	"	Нет	"	8n	n	2n	4n	6n	"
11	5	"	"	"	"	Нет	n	2n	4n	6n	8n
12	5	"	"	"	"	"	n	2n	4n	6n	8n
13	5	"	"	"	"	"	n	2n	4n	6n	8n
14	6	"	"	"	6n	"	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
15	6	"	"	"	6n	"	"	2n	4n	"	8n
16	6	"	"	"	6n	"	n	2n	4n	"	8n
17	6	"	"	"	6n	"	Нет	2n	4n	"	8n
18	6	"	"	"	6n	"	n	Нет	Нет	"	Нет
19	8	"	"	4n	Нет	8n	Нет	"	"	"	"
20	8	"	"	4n	"	8n	"	2n	"	6n	"
21	8	"	"	Нет	"	8n	n	2n	4n	6n	"
22	8	"	"	"	"	8n	n	2n	4n	6n	"
23	8	"	"	"	"	8n	n	2n	4n	6n	"
24	8	"	"	"	"	8n	n	Нет	Нет	Нет	"
25	8	"	"	"	"	8n	n	"	4n	"	"

Примечания. 1. n — число оборотов коленчатого вала в минуту. Слово „Нет“ указывает, что отсутствует неуравновешенная сила инерции или момент данного порядка.

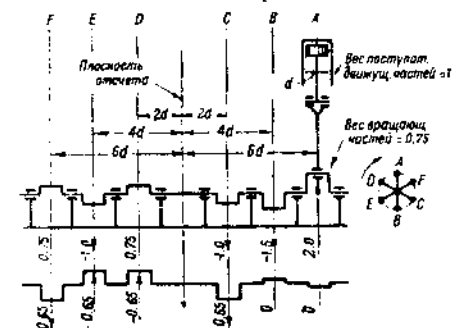
2. В примерах 11, 12 и 13 пятицилиндровые двигатели не имеют неуравновешенных сил инерции ниже десятого порядка. Силы инерции десятого порядка не уравновешены и имеют частоту 10 n. Моменты сил десятого порядка уравновешены относительно середины двигателя.

3. Схема расположения кривошипов дана в табл. 28. За исключением примеров 15 и 16 эта таблица пригодна для двигателей, имеющих расстояние между цилиндрами, указанное на фиг. 2 и 4 или 3 и 5.

На фиг. 20 схематично показано расположение кривошипов. Ясно видно, что силы инерции и моменты сил полностью уравновешены.

Прежде чем перейти к обсуждению вопроса о выборе устройства коленчатого вала для шестичилиндрового двигателя, необходимо свести в таблицы коэффициенты неуравновешенных моментов для каждого кривошипа шестичилиндрового двигателя.

В табл. 19 приведены величины коэффициентов неуравновешенных вертикальных сил инерции и моментов для одного кривошипа, когда не уравновешены вращающиеся массы. Моменты вычислены относительно плоскости, проходящей через середину двигателя, а расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 3. Коэффициенты вертикальных сил инерции даны в графе С табл. 3, а коэффициенты вертикальных моментов получены путем умножения коэффициентов сил инерции на величины, выражающие расстояние между осью соответствующего цилиндра и плоскостью, проходящей через середину двигателя. Во всех случаях это расстояние выражается в диаметрах цилиндра.

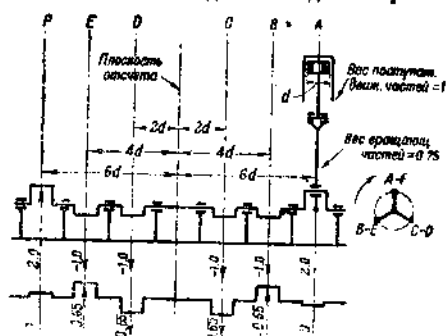


Фиг. 21. Схема кривошипов шестичилиндрового двигателя без противовесов.

Случай 2

Вертикальная сила инерции = 0.
Горизонтальная сила инерции = 0.
Вертикальный момент = $(2 \cdot 6d) - 1,5 \cdot 4d - (1 \cdot 2d) - 0,75 \cdot (2d) + (1 \cdot 4d) - (0,75 \cdot 6d) = 2d$.
Горизонтальный момент = $(0,6 \cdot 2) + (0,65 \cdot 2) + (0,65 \cdot 2d) - (0,5 \cdot 6d) = 1,2d$.
Моменты первого и второго порядков неуравновешены.

Расстояние между осями, указанное на фиг. 3, горизонтальные и вертикальные моменты сил первого и второго порядков не уравновешены. Если расстояние между осями цилиндров одинаково, как на фиг. 5, то устра-



Фиг. 20. Схема кривошипов шестичилиндрового двигателя без противовесов.

Случай 1

Примечания:
Вертикальной силы инерции нет.
Горизонтальной силы инерции нет.
Вертикального момента нет.
Горизонтального момента нет.

Табл. 20 подобна табл. 19 за исключением того, что в ней вращающиеся массы для каждого кривошипа уравновешены. Коэффициенты вертикальной силы инерции взяты из графы А табл. 4.

В табл. 21 приведены величины коэффициентов неуравновешенных горизонтальных сил инерции для каждого кривошипа, когда вращающиеся массы не уравновешены. Принято, что вращающиеся массы равны $\frac{3}{4}$ поступательно движущихся масс. Коэффициенты горизонтальных сил инерции взяты из графы А табл. 5.

Случай 2. Расположение кривошипов указано на фиг. 21; расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 3. При этом расположение кривошипов и при расстоянии между осями, указанном на фиг. 3, горизонтальные и вертикальные моменты сил первого и второго порядков не уравновешены. Если расстояние между осями цилиндров одинаково, как на фиг. 5, то устра-

Коэффициенты вертикальной силы инерции и момента каждого кривошипа шестцилиндрового двигателя

Вращающиеся массы не уравновешены

Угол поворота кривошипа θ°	Коэффициенты вертикальной силы	Коэффициенты вертикального момента		
		Цилиндры 1 и 6; плечо $= 6d$	Цилиндры 2 и 5; плечо $= 4d$	Цилиндры 3 и 4; плечо $= 2d$
в. м. т. 0	2,000	12,000	8,000	4,000
15	1,908	11,448	7,832	3,816
30	1,641	9,846	6,564	3,282
45	1,237	7,422	4,948	2,474
60	0,750	4,500	3,000	1,500
75	0,237	1,422	0,948	0,474
90	- 0,250	- 1,500	- 1,000	- 0,500
105	- 0,670	- 4,020	- 2,680	- 1,340
120	- 1,000	- 6,000	- 4,000	- 2,000
135	- 1,237	- 7,422	- 4,948	- 2,474
150	- 1,391	- 8,346	- 5,564	- 2,782
165	- 1,474	- 8,844	- 5,896	- 2,948
н. м. т. 180	- 1,500	- 9,000	- 6,000	- 3,000
195	- 1,474	- 8,844	- 5,896	- 2,948
210	- 1,391	- 8,346	- 5,564	- 2,782
225	- 1,237	- 7,422	- 4,948	- 2,474
240	- 1,000	- 6,000	- 4,000	- 2,000
255	- 0,670	- 4,020	- 2,680	- 1,340
270	- 0,250	- 1,500	- 1,000	- 0,500
285	0,237	1,422	0,948	0,474
300	0,750	4,500	3,000	1,500
315	1,237	7,422	4,948	2,474
330	1,641	9,846	6,564	3,282
345	1,908	11,448	7,832	3,816
в. м. т. 360	2,000	12,000	8,000	4,000
	A	$A = B \cdot 6d$	$C = A \cdot 4d$	$D = A \cdot 2d$

Примечания. 1. Расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 3.

2. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.

3. Коэффициенты вертикальной силы инерции взяты из графы С табл. 3.

4. Силы инерции, направленные вверх, — положительные, направленные вниз — отрицательны.

Коэффициенты вертикальной силы инерции и момента каждого кривошипа шестицилиндрового двигателя

Вращающиеся массы каждого кривошипа уравновешены

Угол поворота кривошипа θ°	Коэффициенты вертикальной силы инерции	Коэффициенты вертикального момента		
		Цилиндры	Цилиндры	Цилиндры
		1 и 6; плечо $= 6d$	2 и 5; плечо $= 4d$	3 и 4; плечо $= 2d$
в. м. т. 0	1,250	7,500	5,000	2,500
15	1,183	7,098	4,732	2,366
30	0,991	5,946	3,964	1,982
45	0,700	4,242	2,828	1,414
60	0,375	2,250	1,500	0,750
75	0,043	0,258	0,172	0,086
90	- 0,250	- 1,500	- 1,000	- 0,500
105	- 0,476	- 2,856	- 1,904	- 0,952
120	- 0,625	- 3,750	- 2,500	- 1,250
135	- 0,707	- 4,242	- 2,828	- 1,414
150	- 0,741	- 4,446	- 2,964	- 1,482
165	- 0,749	- 4,494	- 2,996	- 1,498
н. м. т. 180	- 0,750	- 4,500	- 3,000	- 1,500
195	- 0,749	- 4,494	- 2,996	- 1,498
210	- 0,741	- 4,446	- 2,964	- 1,482
225	- 0,707	- 4,242	- 2,828	- 1,414
240	- 0,725	- 3,750	- 2,500	- 1,250
255	- 0,476	- 2,856	- 1,904	- 0,952
270	- 0,250	- 1,500	- 1,000	- 0,500
285	0,043	0,258	0,172	0,086
300	0,375	2,250	1,500	0,750
315	0,707	4,242	2,828	1,414
330	0,991	5,946	3,964	1,982
345	1,183	7,098	4,732	2,366
в. м. т. 360	1,250	7,500	5,000	2,500
	A	$B = A \cdot 6d$	$C = A \cdot 4d$	$D = A \cdot 2d$

Примечания. 1. Расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 3.

2. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.

3. Коэффициенты вертикальной силы инерции взяты из графы А табл. 4.

4. Силы инерции, направленные вверх,—положительны, направленные вниз—отрицательны.

Коэффициенты горизонтального момента каждого кривошипа шестицилиндрового двигателя

Вращающиеся массы не уравновешены

Угол поворота кривошипа θ°	Коэффициенты горизонталь- ной силы инерции	Коэффициенты горизонтального момента		
		Цилиндры 1 и 6; плечо = $6d$	Цилиндры 2 и 5; плечо = $4d$	Цилиндры 3 и 4; плечо = $2d$
в. м. т. 0	0	0	0	0
15	0,194	1,161	0,776	0,388
30	0,375	2,250	1,500	0,750
45	0,530	3,180	2,120	1,060
60	0,650	3,900	2,600	1,300
75	0,725	4,350	2,900	1,450
90	0,750	4,500	3,000	1,500
105	0,725	4,350	2,900	1,450
120	0,650	3,900	2,600	1,300
135	0,530	3,180	2,120	1,060
150	0,375	2,250	1,500	0,750
165	0,194	1,161	0,776	0,388
в. м. т. 180	0	0	0	0
195	— 0,194	— 1,161	— 0,776	— 0,388
210	— 0,375	— 2,250	— 1,500	— 0,750
225	— 0,530	— 3,180	— 2,120	— 1,060
240	— 0,650	— 3,900	— 2,600	— 1,300
255	— 0,725	— 4,350	— 2,900	— 1,450
270	— 0,750	— 4,500	— 3,000	— 1,500
285	— 0,725	— 4,350	— 2,900	— 1,450
300	— 0,650	— 3,900	— 2,600	— 1,300
315	— 0,530	— 3,180	— 2,120	— 1,060
330	— 0,375	— 2,250	— 1,500	— 0,750
345	— 0,194	— 1,161	— 0,776	— 0,388
в. м. т. 360	0	0	0	0
	A	$B = A \cdot 6d$	$C = A \cdot 4d$	$D = A \cdot 2d$

Примечания. 1. Расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 3.

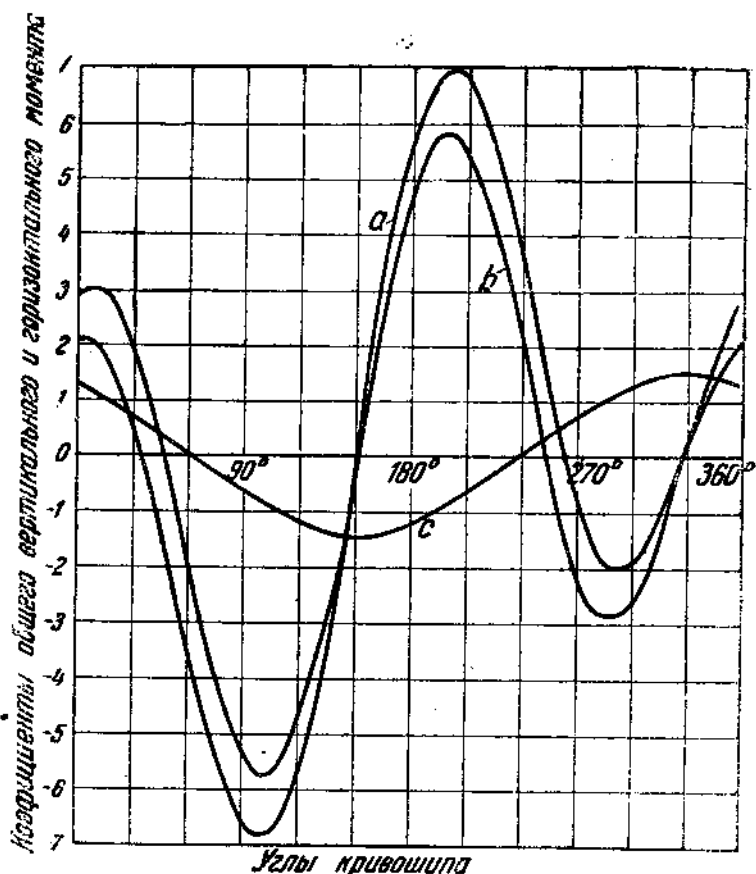
2. Вес вращающихся частей одного кривошипа принят равным 0,75 веса поступательно движущихся частей.

3. Коэффициенты горизонтальной силы инерции каждого кривошипа взяты из графы A табл. 5.

няется неуравновешенный горизонтальный момент, но вертикальный момент второго порядка все же остается неуравновешенным.

Табл. 22—24 дают величины коэффициентов горизонтальных и вертикальных моментов как при наличии вращающихся противовесов, так и без них. Эти таблицы—для шестицилиндровых двигателей.

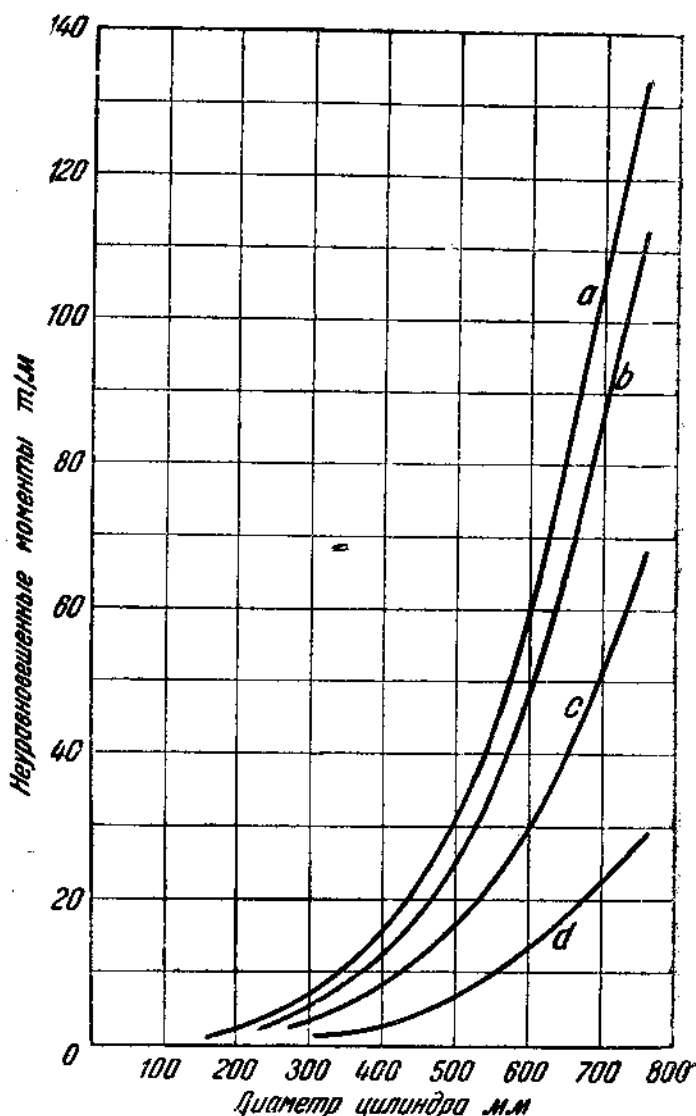
На фиг. 21 дано схематическое изображение расположения кривошипов, позволяющее найти знаки моментов для соответствующих цилиндров.



Фиг. 22. Диаграмма коэффициентов общего вертикального и горизонтального моментов для шестицилиндрового двигателя.

Случай 2

- а) Коэффициент вертикального момента без противовесов.
- б) Коэффициент вертикального момента. Вращающиеся массы уравновешены.
- в) Коэффициент горизонтального момента без противовесов.



Фиг. 23. Максимальные неуравновешенные моменты для шестицилиндрового двигателя простого действия. Расположение кривошипов соответствует изображенному на фиг. 21.

Случай 2

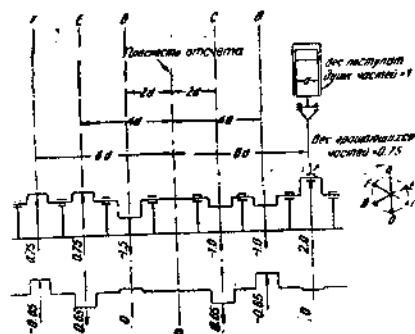
- а) Неуравновешенный вертикальный момент. Расстояние между осями цилиндров по фиг. 3. Вращающиеся массы неуравновешены.
- б) Неуравновешенный вертикальный момент. Расстояние между осями цилиндров по фиг. 3. Вращающиеся массы неуравновешены.
- в) Неуравновешенный вертикальный момент. Расстояние между осями цилиндров по фиг. 5. Вращающиеся массы уравновешены или не уравновешены.
- г) Неуравновешенный горизонтальный момент. Расстояние между осями по фиг. 3. Вращающиеся массы неуравновешены.

Примечания:

- 1. Основные данные двигателей приведены в табл. 7.
- 2. Неуравновешенных вертикальных и горизонтальных сил инерции нет.
- 3. Неуравновешенного горизонтального момента при расстоянии между осями цилиндров, соответствующем изображенному на фиг. 5, нет.

Это расположение кривошипов часто применяется для двухтактных судовых двигателей. Производство двигателей облегчается при расположении кривошипов соседних цилиндров под углом 180° , а при наличии вала, сделанного из двух или трех кусков, достигается взаимозаменяемость частей коленчатого вала. Однако в дальнейшем будет доказано, что неуравновешенные моменты могут быть значительно уменьшены, если принять другое расположение кривошипов.

Порядок вспышек 1-4-5-2-3-6. В двухтактных двигателях простого действия вспышки следуют одна за другой через равные углы поворота коленчатого вала в 60° , а отношение максимального крутящего момента к среднему равно для этого типа двигателей 1,34.



Фиг. 24. Схема кривошипов шестицилиндрового двигателя без противовесов. Случай 3.

Примечания:
Вертикальная сила инерции = 0.
Горизонтальная сила инерции = 0.
Вертикальный момент = $(2 \cdot 6d) - (1 \cdot 4d) - (1 \cdot 2d) + (1,3 \cdot d) - (0,75 \cdot 4d) - (0,75 \cdot 6d) = 1,5d$.
Горизонтальный момент = 0.
Моменты второго порядка неуравновешены.

путем применения вращающихся противовесов, но вертикальный момент первого порядка может быть только уменьшен при условии нарушения равновесия в горизонтальной плоскости. Неуравновешенный момент сил второго порядка не может быть уничтожен путем применения вращающихся противовесов.

Случай 3. Расположение кривошипов указано на фиг. 24; расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 3.

Это расположение интересно с точки зрения наилучшего уравнивания двигателя, так как в этом случае не уравновешены только вертикальные моменты второго порядка. В табл. 26 приведены величины коэффициентов неуравновешенных вертикальных моментов второго порядка для одного оборота кривошипа через интервалы в 15° .

Это расположение кривошипов пригодно для двухтактных двигателей, где необходимо достигнуть наилучшего уравнивания машины. Однако изготовление такого коленчатого вала не так просто, как во втором случае, благодаря тому, что соседние кривошипы расположены под углом в 120° . Если вал сделан из двух частей, то конструкция каждой из них та же, что и у валов нормальных трехцилиндровых

На фиг. 22 графически изображено изменение коэффициентов неуравновешенных вертикальных и горизонтальных моментов за один оборот коленчатого вала. Диаграмма, имеющая четыре максимальных значения коэффициентов вертикальных моментов, указывает, что вертикальные моменты как первого, так и второго порядков не уравновешены.

В табл. 25 даны величины максимальных неуравновешенных вертикальных и горизонтальных моментов для ряда двигателей, приведенного в табл. 7. На фиг. 23 эти данные изображены графически.

Неуравновешенный горизонтальный момент может быть уничтожен

Коэффициенты суммарного вертикального момента. Шестицилиндровый двигатель

Случай 2

Вращающиеся массы каждого кривошипа не уравновешены

Угол поворота кривошипа θ°	Цилиндр 1; плечо = $6d$	Цилиндр 2; плечо = $4d$	Цилиндр 3; плечо = $2d$	Цилиндр 4; плечо = $2d$	Цилиндр 5; плечо = $4d$	Цилиндр 6; плечо = $6d$	Коэффициенты суммарного вертикального момента
В. м. т. 0	12,000	6,000	2,00	1,500	4,000	4,500	2,000
15	11,448	5,896	2,474	2,474	2,680	1,422	1,862
30	9,946	5,564	2,782	3,282	1,000	1,500	0,718
45	7,422	4,948	2,948	3,816	0,948	4,020	1,218
60	4,500	4,000	3,000	4,000	3,00	6,000	3,500
75	1,422	2,680	2,948	3,816	4,948	7,422	5,548
90	1,500	1,000	2,782	3,282	6,564	8,346	6,782
105	4,020	0,948	2,474	2,474	7,632	8,844	6,808
120	6,000	3,000	2,000	1,500	8,000	9,000	5,500
135	7,422	4,948	1,340	0,474	7,632	8,844	3,076
150	8,346	6,564	0,500	0,500	6,564	8,346	0
165	8,844	7,632	0,474	1,340	4,948	7,422	3,076
Н. м. т. 180	9,000	8,000	1,500	2,000	3,000	6,000	5,500
195	8,844	7,632	2,474	2,474	0,948	4,020	6,808
210	8,346	6,564	3,282	2,782	1,000	1,500	6,782
225	7,422	4,948	3,816	2,948	2,680	1,422	5,548
240	6,000	3,000	4,000	3,000	4,000	4,500	3,500
255	4,020	0,948	3,816	2,948	4,948	7,422	1,218
270	1,500	1,000	3,282	2,782	5,564	9,846	0,718
285	1,422	2,680	2,474	2,474	5,896	11,448	1,862
300	4,500	4,000	1,500	2,000	6,000	12,000	2,000
315	7,422	4,948	0,474	1,340	5,896	11,448	1,264
330	9,846	5,564	0,500	0,500	5,564	9,846	0
345	11,448	5,896	1,340	0,474	4,948	7,422	1,264
В. м. т. 360	12,000	6,000	2,000	1,500	4,000	4,500	2,000
	A	B	C	D	E	F	$G = A + B + C + D + E + F$

- Примечания: 1. Расположение кривошипов указано на фиг. 21.
 2. Расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 3.
 3. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.
 4. Кривошип 1 расположен в верхней мертвой точке при $\theta = 0$.
 5. Коэффициенты моментов для каждого кривошипа взяты из табл. 19.
 6. Моменты, имеющие направление вращения против часовой стрелки,—положительны, а имеющие направление по часовой стрелке—отрицательны.
 7. Максимальный неуравновешенный вертикальный момент:

$$C = 0,00112 \cdot 6,808 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d = 0,0076 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d \text{ тоннометров.}$$

Коэффициенты результирующего вертикального момента. Шестицилиндровые двигатели

Случай 2

Вращающиеся массы каждого кривошипа уравновешены

Угол поворота кривошипа θ°	Цилиндр 1; плечо = $6d$	Цилиндр 2; плечо = $4d$	Цилиндр 3; плечо = $2d$	Цилиндр 4; плечо = $2d$	Цилиндр 5; плечо = $4d$	Цилиндр 6; плечо = $6d$	Коэффициенты результирующего вертикального момента
В. м. т. 0	7,500	-3,000	-1,250	-0,750	2,500	-2,250	2,750
15	7,098	-2,996	-1,414	-1,414	1,904	-0,258	2,920
30	5,946	-2,964	-1,482	-1,982	1,000	1,500	2,018
45	4,242	-2,828	-1,498	-2,366	-0,172	2,856	0,234
60	2,250	-2,500	-1,500	-2,500	-1,500	3,750	-2,000
75	0,258	-1,904	-1,498	-2,366	-2,828	4,242	-4,096
90	-1,500	-1,000	-1,482	-1,982	-3,964	4,446	-5,482
105	-2,856	0,172	-1,414	-1,414	-4,732	4,494	-5,750
120	-3,750	1,500	-1,250	-0,750	-5,000	4,500	-4,750
135	-4,242	2,828	-0,952	-0,086	-4,732	4,494	-2,690
150	-4,446	3,964	-0,500	0,500	-3,964	4,446	0
165	-4,494	4,732	0,086	0,952	-2,828	4,242	2,690
Н. м. т. 180	-4,500	5,000	0,750	1,250	-1,500	3,750	4,750
195	-4,494	4,732	1,414	1,414	-0,172	2,856	5,750
210	-4,446	3,964	1,982	1,482	1,000	1,500	5,482
225	-4,242	2,828	2,366	1,498	1,904	-0,258	4,096
240	-3,750	1,500	2,500	1,500	2,500	-2,250	2,000
255	-2,856	0,172	2,366	1,498	2,828	-4,242	-0,234
270	-1,500	-1,000	1,982	1,482	2,964	-5,946	-2,018
285	0,258	-1,908	1,414	1,414	2,996	-7,098	-2,920
300	2,250	-2,500	0,750	1,250	3,000	-7,500	-2,750
315	4,242	-2,828	0,086	0,952	2,996	-7,098	-1,650
330	5,946	-2,964	-0,500	0,500	2,964	-5,946	0
345	7,098	-2,996	-0,952	-0,086	2,828	-4,242	1,650
В. м. т. 360	7,500	-3,000	-1,250	-0,750	2,500	-2,250	2,750
	A	B	C	D	E	F	$G = A+B+C+D+E+F$

Примечания: 1. Расположение кривошипов указано на фиг. 21.

2. Расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 3.

3. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.

4. Кривошип 1 расположен в верхней мертвой точке при $\theta = 0$.

5. Коэффициенты моментов для каждого кривошипа взяты из табл. 20.

6. Моменты, вращающие против часовой стрелки,—положительны, по часовой стрелке—отрицательны.

7. Максимальный неуравновешенный вертикальный момент:

$$C = 0,00112 \cdot 5,75 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d = 0,00644 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d \text{ тоннометров.}$$

Коэффициенты результирующего горизонтального момента. Шестицилиндровые двигатели

Случай 2

Вращающиеся массы для всех кривошипов не уравновешены

Угол поворота кривошипа θ°	Цилиндр 1; плечо $= 6d$	Цилиндр 2; плечо $= 4d$	Цилиндр 3; плечо $= 2d$	Цилиндр 4; плечо $= 2d$	Цилиндр 5; плечо $= 4d$	Цилиндр 6; плечо $= 6d$	Коэффициенты результирующего горизонтального момента
В. м. т. 0	0	0	1,300	1,300	2,600	-3,900	1,300
15	1,164	-0,776	1,060	1,060	2,900	-4,350	1,058
30	2,250	-1,500	0,750	0,750	3,000	-4,500	0,750
45	3,180	-2,120	0,388	0,388	2,900	-4,350	0,388
60	3,900	-2,600	0	0	2,600	-3,900	0
75	4,350	-2,900	-0,388	-0,388	2,120	-3,180	-0,388
90	4,500	-3,000	-0,750	-0,750	1,500	-2,250	-0,750
105	4,350	-2,900	-1,060	-1,060	0,776	-1,164	-1,058
120	3,900	-2,600	-1,300	-1,300	0	0	-1,300
135	3,180	-2,120	-1,450	-1,450	-0,776	1,164	-1,452
150	2,250	-1,500	-1,500	-1,500	-1,500	2,250	-1,500
165	1,164	-0,776	-1,450	-1,450	-2,120	3,180	-1,452
Н. м. т. 180	0	0	-1,300	-1,300	-2,600	3,900	-1,300
195	-1,164	0,776	-1,060	-1,060	-2,900	4,350	-1,058
210	-2,250	1,500	-0,750	-0,750	-3,000	4,500	-0,750
225	-3,180	2,120	-0,388	-0,388	-2,900	4,350	-0,388
240	-3,900	2,600	0	0	-2,600	3,900	0
255	-4,350	2,900	0,388	0,388	-2,120	3,180	0,388
270	-4,500	3,000	0,750	0,750	-1,500	2,250	0,750
285	-4,350	2,900	1,060	1,060	-0,776	1,164	1,058
300	-3,900	2,600	1,300	1,300	0	0	1,300
315	-3,180	2,120	1,450	1,450	0,776	-1,164	1,452
330	-2,250	1,500	1,500	1,500	1,500	-2,250	1,500
345	-1,164	0,776	1,450	1,450	2,120	-3,180	1,452
В. м. т. 360	0	0	1,300	1,300	2,600	-3,900	1,300
	A	B	C	D	E	F	$G = A+B+C+D+E+F$

Примечания: 1. Расположение кривошипов указано на фиг. 21.

2. Расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 3.

3. Кривошип 1 расположен в верхней мертвой точке при $\theta = 0$.

4. Коэффициенты моментов взяты из табл. 21.

5. Максимальный неуравновешенный горизонтальный момент:

$$C = 0,00112 \cdot 1,5 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d = 0,00168 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d \text{ тоннометров.}$$

Максимальные неуравновешенные моменты шестицилиндровых двигателей простого действия

Диаметр цилиндра	Расстояние между осями цилиндров	С л у ч а й 2		С л у ч а й 3	
		Вертикальные моменты; тоннометры	Горизонтальные моменты; тоннометры	Вертикальные моменты; тоннометры	Горизонтальные моменты; тоннометры
152,4	Фиг. 3	1,065	0,233	0,271	Нет
152,4	" 5	0,54	Нет	0,271	"
228,6	" 3	2,96	0,84	0,743	"
228,6	" 5	1,495	Нет	0,743	"
304,8	" 3	6,33	1,403	1,615	"
304,8	" 5	6,23	Нет	1,615	"
381,0	" 3	12,35	2,73	3,14	"
381,0	" 5	6,30	Нет	3,14	"
457,2	" 3	23,50	5,15	5,92	"
457,2	" 5	11,90	Нет	5,92	"
533,4	" 3	41,75	9,14	10,55	"
533,4	" 5	21,40	Нет	10,55	"
609,6	" 3	60,90	13,45	15,55	"
609,6	" 5	31,10	Нет	15,55	"
685,8	" 3	95,90	21,05	24,40	"
685,8	" 5	69,10	Нет	24,40	"
762,0	" 3	132,50	28,95	33,50	"
762,0	" 5	67,10	Нет	33,50	"

Примечания: 1. Расположение кривошипов во втором случае указано на фиг. 21; в третьем случае — на фиг. 24.

2. Неуравновешенных вертикальных и горизонтальных сил инерции нет.

3. Основные данные двигателей приведены в табл. 7.

4. Двигатели—без противовесов.

5. Графическое изображение дано на фиг. 23 и 26.

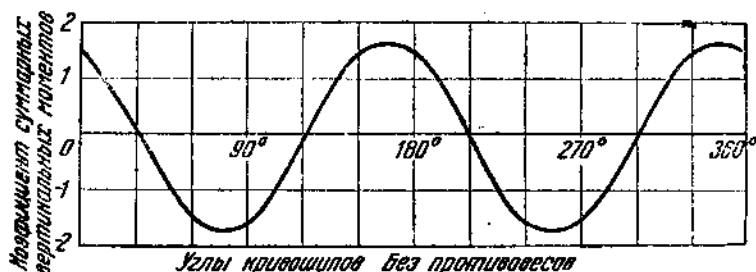
6. Коэффициенты максимальных моментов взяты из табл. 27.

двигателей. В этом случае отдельные части легко можно сделать взаимозаменяемыми.

Порядок вспышек—1 6-2-4-3-5, а отношение максимального крутящего момента к среднему равно, так же как и во втором случае, 1,34.

На фиг. 25 графически изображено изменение коэффициентов неуравновешенных вертикальных моментов для одного оборота коленчатого вала. Кривая, которая имеет четыре максимальных значения, расположенных симметрично, указывает, что неуравновешенными остаются только моменты второго порядка.

В табл. 25 приведены величины максимальных неуравновешенных вертикальных моментов для двигателей с размерами, указанными в табл. 7. Графическое изображение этой таблицы показано на фиг. 26.



Фиг. 25. Диаграмма коэффициентов суммарных вертикальных моментов для шестицилиндрового двигателя.

Случай 3

Так как в этом случае не уравновешены только вертикальные моменты второго порядка, то вращающиеся противовесы могут дать только уменьшение нагрузки на раму двигателя между соседними цилиндрами. Противовесы эти не оказывают влияния на величину суммарного неуравновешенного вертикального момента.

Табл. 27 резюмирует выводы, сделанные для шестицилиндровых двигателей, и содержит величины коэффициентов горизонтальных и вертикальных моментов для другого случая, когда расстояние между осями цилиндров такое, как на фиг. 5. При подстановке этих коэффициентов в формулу, приведенную в примечаниях к табл. 27, можно легко определить величину максимального неуравновешенного момента для шестицилиндрового двигателя какого-либо данного типа.

Силы инерции и моменты высших порядков

В шестицилиндровых двигателях, которые мы рассматривали в этой главе, порядок и частота неуравновешенных сил инерции являются следующими:

В первом случае имеются неуравновешенные силы инерции шестого и т. д. порядков с частотой $6n$, где n — число оборотов в минуту коленчатого вала двигателя. Неуравновешенных моментов нет.

Во втором случае имеются неуравновешенные силы инерции шестого и т. д. порядков с частотой $6n$ и т. д. и неуравновешенные моменты

Коэффициенты вертикального момента. Шестицилиндровый двигатель

Случай 3

Вращающиеся массы каждого кривошипа уравновешены или не уравновешены

Угол поворота кривошипа θ°	Цилиндр 1; плечо = $6d$	Цилиндр 2; плечо = $4d$	Цилиндр 3; плечо = $2d$	Цилиндр 4; плечо = $-2d$	Цилиндр 5; плечо = $-4d$	Цилиндр 6; плечо = $-6d$	Коэффициенты результирующего вертикального момента
В. м. т. 0	12,000	— 4,000	— 2,000	3,000	— 3,000	— 4,500	1,500
15	11,448	— 2,680	— 2,474	2,948	— 0,948	— 7,422	0,872
30	9,846	— 1,000	— 2,782	2,782	1,000	— 9,846	0
45	7,422	0,948	— 2,948	2,474	2,680	— 11,448	— 0,872
60	4,500	3,000	— 3,000	2,000	4,000	— 12,000	— 1,500
75	1,422	4,948	— 2,948	1,340	4,948	— 11,448	— 1,738
90	— 1,500	6,564	— 2,782	0,500	5,564	— 9,846	— 1,500
105	— 4,020	7,632	— 2,474	— 0,474	5,896	— 7,422	— 0,862
120	— 6,000	8,000	— 2,000	— 1,500	6,000	— 4,500	0
135	— 7,422	7,632	— 1,340	— 2,474	5,896	— 1,422	0,870
150	— 8,346	6,564	— 0,500	— 3,282	5,564	1,500	1,500
165	— 8,844	4,948	0,474	— 3,816	4,948	4,020	1,730
Н. м. т. 180	— 9,000	3,000	1,500	— 4,000	4,000	6,000	1,500
195	— 8,844	0,948	2,474	— 3,816	2,680	7,422	0,864
210	— 8,346	— 1,000	3,282	— 3,282	1,000	8,346	0
225	— 7,422	2,680	3,816	— 2,474	— 0,948	8,844	— 0,864
240	— 6,000	— 4,000	4,000	— 1,500	— 3,000	9,000	— 1,500
255	— 4,020	— 4,948	3,816	— 0,474	— 4,948	8,844	— 1,730
270	— 1,500	— 5,564	3,282	0,500	— 6,564	8,346	— 1,500
285	1,422	— 5,896	2,474	1,340	— 7,632	7,422	— 0,870
300	4,500	— 6,000	1,500	2,000	— 8,000	6,000	0
315	7,422	— 5,896	0,474	2,474	— 7,632	4,020	0,862
330	9,846	— 5,564	— 0,500	2,782	— 6,564	1,500	1,500
345	11,448	— 4,948	— 1,340	2,948	— 4,948	— 1,422	1,738
В. м. т. 360	12,000	— 4,000	— 2,000	3,000	— 3,000	— 4,500	1,500

Примечания: 1. Расположение кривошипов указано на фиг. 24.

2. Расстояние между осями цилиндров указано на фиг. 3.

3. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.

4. Кривошип 1 расположен в верхней мертвой точке при $\theta = 0$.

5. Коэффициенты вертикального момента взяты из табл. 19.

6. Моменты, вращающие против часовой стрелки, — положительные, а по направлению часовой стрелки — отрицательны.

7. Максимальный неуравновешенный вертикальный момент:

$$C = 0,00112 \cdot 1,738 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d = 0,00195 W \cdot R \cdot n^2 \cdot d \text{ тоннометров.}$$

Сводная таблица для шестицилиндровых двигателей

Случай	Расстояние между осями цилиндров	Расположение кривошипов	Противовесы	Коэффициенты сил инерции K		Коэффициенты моментов C	
				Вертикальные	Горизонтальные	Вертикальные	Горизонтальные
1	Фиг. 3	Фиг. 20	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
	" 5	" 20	"	"	"	"	"
2	Фиг. 3	Фиг. 21	Нет	Нет	Нет	0,0076	0,00168
	" 5	" 21	"	"	"	0,00389	Нет
	" 3	" 21	Вращающиеся массы	"	"	0,00644	"
	" 5	" 21		"	"	0,00389	"
3	Фиг. 3	Фиг. 24	Нет	Нет	Нет	0,00195	Нет
	" 5	" 24	"	"	"	0,00195	"

Примечания: 1. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.

2. Максимальный неуравновешенный момент:

$$M = W \cdot R \cdot n^2 \cdot d \cdot C \text{ тоннометров,}$$

где W — вес поступательно движущихся частей в тоннах;

R — радиус кривошипа в метрах;

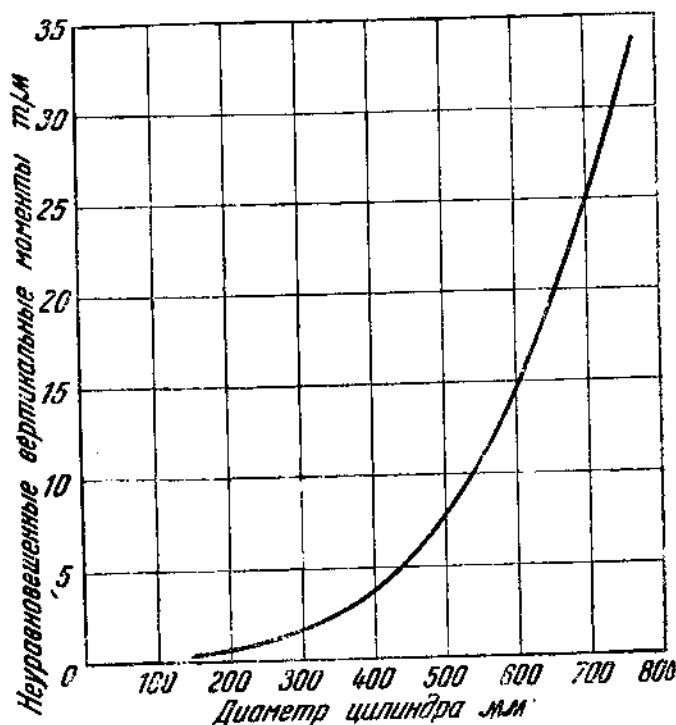
n — число оборотов в минуту;

C — коэффициент момента, взятый из вышеприведенной таблицы;

d — диаметр цилиндра в метрах.

3. Необходимо заметить, что в вышеприведенной формуле все отнесено к весу поступательно движущихся частей, независимо от того, является ли момент вертикальным или горизонтальным.

первого, второго, четвертого, восьмого и т. д. порядков с частотой n ; $2n$; $4n$; $8n$ и т. д.



Фиг. 26. Максимальные неуравновешенные вертикальные моменты для шестицилиндровых двигателей. Расположение кривошипов соответствует изображенному на фиг. 24.

Случай 3

Примечания:

1. Расстояние между осями цилиндров по фиг. 3 или 5.
2. Осевые данные двигателей приведены в табл. 7.
3. Вращающиеся массы уравновешены или не уравновешены.
4. Не уравновешенных вертикальных и горизонтальных сил инерции нет.
5. Неуравновешенных горизонтальных моментов нет.

В третьем случае имеются неуравновешенные силы инерции шестого и т. д. порядков и неуравновешенные моменты второго, четвертого, восьмого и т. д. порядков с частотой $2n$; $4n$; $8n$ и т. д. (см. также конец гл. II).

Выводы. На предшествующих страницах подробно изложен способ вычисления величин неуравновешенных сил инерции и моментов для четырех- и шестицилиндровых двигателей. Эти двигатели чаще всего встречаются в судовой практике. Конечно, этот способ применим и к другим случаям.

В табл. 28 приведены результаты подобных вычислений для всех обычных расположений кривошипов двигателей, имеющих от одного до восьми цилиндров.

Приведенные в этой таблице коэффициенты дают возможность легко вычислить при помощи формулы, приведенной в примечании к таблице, величины максимальной неуравновешенной силы инерции и момента для любого случая.

В табл. 28 коэффициенты одно-, двух-, трех- и пятицилиндровых двигателей вычислены для случаев одинаковых расстояний между осями цилиндров, как на фиг. 4 и 5. Для двигателей же, имеющих больше трех цилиндров, за исключением пятицилиндровых двигателей, расстояние между осями цилиндров соответствует указанному на фиг. 2 и 3. Последнее расположение цилиндров является общепринятым для многоцилиндровых двигателей, где увеличенное расстояние между осями средних цилиндров удобно для расположения поста управления и привода распределительного вала. Равные расстояния между осями цилиндров, указанные на фиг. 4 и 5, применяются обычно в небольших вспомогательных двигателях, особенно калоризаторного типа или в бескомпрессорных двигателях Дизеля (с механическим распыливанием топлива) с простой системой управления.

В табл. 18 и 27 приведены коэффициенты для вычисления величин неуравновешенных сил инерции и моментов четырех и шестицилиндровых двигателей.

В табл. 7 указаны основные данные для ряда двигателей простого и двойного действия, которыми можно руководствоваться для расчетов уравнивания двигателей.

Во всех таблицах принято, что отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4. В судовой практике эта величина отношения наиболее распространена для двигателей крейцкопфного типа, где имеет значение общая высота двигателя, но иногда это отношение увеличивается до 4,5. В двигателях с тронковым поршнем это отношение обычно увеличивается до 5, чтобы уменьшить боковое давление, действующее на поршень и на втулку цилиндра вследствие отклонения шатуна.

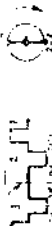
Принято также, что вес вращающихся частей составляет $\frac{3}{4}$ от веса поступательно движущихся частей. Все вычисления отнесены к весу поступательно движущихся частей. Это отношение веса вращающихся частей к весу поступательно движущихся можно считать средней величиной для судовых двигателей с крейцкопфами, хотя оно и изменяется в зависимости от конструкции коленчатого вала. Например, составные валы тяжелее, чем кованые целиком, в то время как в других случаях вес вращающихся частей коленчатого вала может быть уменьшен благодаря полым пальцам кривошипов.

На фиг. 27 и в табл. 29 указаны некоторые размеры коленчатых валов судовых двигателей, которые могут быть полезны для предварительных вычислений размеров противовесов.

На фиг. 28 и в табл. 30 указаны размеры чугунных противовесов, размещение которых возможно в кривошипной камере обычных судовых двигателей. Действие силы инерции этих противовесов приблизительно уравнивает действие силы инерции вращающихся частей одного цилиндра, если к каждому кривошипу прикреплено два противовеса.

Сводка вычислений для двигателей с различным числом цилиндров

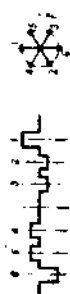
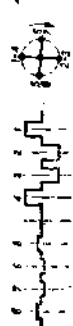
№ по пор.	Число цилиндров	Схема расположения кривошипов	Коэффициенты неуравновешенных сил инерции и моментов сил инерции				Примечание
			Коэффициенты сил инерции		Коэффициенты моментов сил инерции		
			вертик.	горизонт.	вертик.	горизонт.	
1	1	 Фиг. 1.	0,00224 0,00140	0,00084 Нет	Нет "	Нет "	Силы инерции первого и второго порядков не уравновешены
2	2	Плоскость отсчета для плеч моментов  Фиг. 2.	0,00448 0,00280	0,00168 Нет	Нет "	Нет "	Силы инерции первого и второго порядков не уравновешены
3	2	Плоскость отсчета для плеч моментов  Фиг. 3.	0,00056 0,00056	Нет "	0,00392 0,00224	0,00168 Нет	Вертикальные силы инерции второго порядка и моменты сил первого порядка не уравновешены

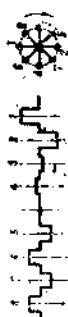
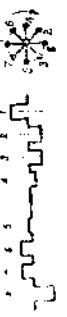
4	2	Плоскость отсчета для плеч моментов 	0,00277 0,00126	0,001185 Нет	0,00296 0,00186	0,00119 Нет	Силы инерции первого порядка и моменты первого и второго порядков не уравновешены
5	3	 Плоскость отсчета для плеч моментов Фиг. 5.	Нет "	Нет "	0,00705 0,00427	0,00291 Нет	Моменты первого и второго порядков не уравновешены
6	4	Плоскость отсчета для плеч моментов 	0,00112 0,00112	Нет "	Нет "	Нет "	Вертикальные силы инерции второго порядка не уравновешены
7	4		Нет "	Нет "	0,00772 0,00570	0,00298 Нет	Моменты первого и второго порядков не уравновешены
8	4		Нет "	Нет "	0,01680 0,00975	0,00718 Нет	Моменты первого и второго порядков не уравновешены

№ п. пор.	Число цилиндров	Схема расположения кривошипов	Коэффициенты неуравновешенных сил инерции и моментов сил инерции				Примечание
			Коэффициенты сил инерции		Коэффициенты моментов сил инерции		
			вертик.	гориз. нс.	вертик.	горизонт.	
9	4		Нет	Нет	0,01755	0,00752	Моменты первого порядка не уравновешены
10	4		0,00212	0,00021	0,03329	0,000534	
11	5		Нет	Нет	0,00410	0,000755	Моменты первого и второго порядков не уравновешены
12	5		Нет	Нет	0,01130	0,00442	Моменты первого и второго порядков не уравновешены

13	5	 Фиг. 11.	Нет	Нет	0,01960	0,0084	Моменты первого и второго порядков не уравновешены
14	6	 Фиг. 14.	Нет	Нет	Нет	Нет	Полное уравновешивание сил и моментов сил инерции первого и второго порядков
15	6	 Фиг. 15.	Нет	Нет	0,00388	Нет	Вертикальные моменты второго порядка не уравновешены
16	6	 Фиг. 16.	Нет	Нет	0,00780	0,00168	Моменты первого и второго порядков не уравновешены
17	6	 Фиг. 17.	Нет	Нет	0,00194	Нет	Вертикальные моменты второго порядка не уравновешены

Таблица 28 (продолжение)

№ по пор.	Число цилиндров	Схема расположения кривошипов	Коэффициенты неуравновешенных сил инерции и моментов сил инерции				Примечание
			Коэффициенты сил инерции		Коэффициенты моментов сил инерции		
			вертик.	горизонт.	вертик.	горизонт.	
18	6		Нет	Нет	0,01360	0,00582	Моменты первого порядка не уравновешены
19	8		Нет	Нет	Нет	Нет	Полное уравновешивание сил и моментов сил инерции первого и второго порядков
20	8		Нет	Нет	0,00112	Нет	Вертикальные моменты второго порядка не уравновешены
21	8		Нет	Нет	0,01580	0,00439	Моменты первого и второго порядков не уравновешены

22	8		Нет	Нет	0,00390 0,00362	0,00361 Нет	Моменты первого и второго порядков не уравновешены
Фиг. 22.							
23	8		Нет	Нет	0,00646 0,00498	0,00182 Нет	Моменты первого и второго порядков не уравновешены
Фиг. 23.							
24	8		Нет	Нет	0,01382 0,00783	0,00595 Нет	Моменты первого порядка не уравновешены
г. 24.							
25	8		Нет	Нет	0,00950 0,00543	0,00407 Нет	Моменты первого порядка не уравновешены
Фиг. 25.							

Примечания: 1. Верхняя строчка коэффициентов неуравновешенных сил инерции и моментов относится к двигателям без противовесов, а нижняя строчка — к двигателям, вращающимся массы которых уравновешены вращающимися противовесами, прикрепленными к щекам кривошипов.

2. Коэффициенты неуравновешенных сил инерции и моментов имеют силу для двигателей, у которых:

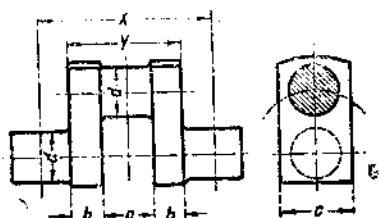
- отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4;
- вес вращающихся частей равен 0,75 веса поступательно движущихся частей.

3. Результирующая неуравновешенная сила инерции равна $W \cdot R \cdot n^2 \cdot K$ тонн.

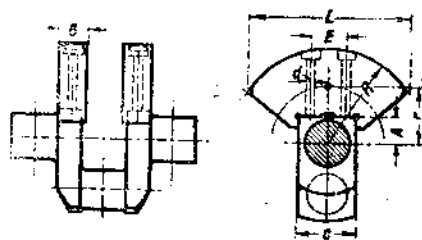
Результирующий неуравновешенный момент сил инерции равен $W \cdot R \cdot n^2 \cdot d \cdot K$ тоннометров, где W — вес поступательно движущихся частей в тоннах; R — радиус кривошипа в метрах; n — число оборотов в минуту; d — диаметр цилиндра в метрах; K — коэффициент силы инерции или момента, взятый из вышеприведенной таблицы.

Размеры коленчатых валов (в миллиметрах)

Диаметр	Ход	a	b	c	d	x	y
152,4	228,6	101,6	50,8	127,0	88,9	304,8	203,2
228,6	355,6	152,4	76,2	203,2	139,7	457,2	304,8
304,8	457,2	203,2	101,6	274,4	177,8	609,6	406,4
381,0	558,8	254,0	127,0	330,2	228,6	762,0	508,0
457,2	685,8	304,8	152,4	406,4	279,4	914,4	609,6
533,4	812,8	355,6	177,8	457,2	317,5	1 066,8	711,2
609,6	914,4	406,4	203,2	533,4	368,3	1 219,2	812,8
685,8	1 016,0	457,2	228,6	584,2	406,4	1 371,6	914,4
762,0	1 143,0	508,0	254,0	660,4	457,2	1 524,0	1 016,0



Фиг. 27. Размеры коленчатого вала



Фиг. 28. Размеры противовесов

Таблица 30

Размеры противовесов (в миллиметрах)

Диаметр	Ход	A	B	C	E	R	r	L	d болтов	W* т
152,4	228,6	63,5	76,2	127,0	76,2	228,6	127,0	391,0	2-3/4"	0,025
228,6	355,6	88,9	101,6	203,2	101,6	330,2	190,5	533,4	2-1"	0,075
304,8	457,2	114,3	127,0	279,4	152,4	431,8	254,0	711,2	2-1 1/4"	0,150
381,0	558,8	139,7	152,4	330,2	203,2	533,4	317,5	889,0	2-1 1/2"	0,300
457,2	685,8	177,8	177,8	406,4	254,0	635,0	381,0	1 066,8	2-1 3/4"	0,500
533,4	812,8	203,8	203,2	457,2	304,8	736,6	414,5	1 214,6	2-1"	0,750
609,6	914,4	228,6	228,6	533,4	355,6	838,2	508,0	1 432,4	2-2 1/5"	1,000
685,8	1 016,0	254,0	254,0	584,2	406,4	931,8	571,5	1 600,2	2-2 1/2"	1,500
762,09	1 143,0	279,4	279,4	660,4	457,2	1 041,4	635,0	1 778,0	2-2 3/4"	2,000

* W — Вес одного противовеса в тоннах.

ОДНОЦИЛИНДРОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Неуравновешенные двигатели

В одноцилиндровых двигателях нет неуравновешенных моментов, так как поступательно движущиеся и вращающиеся массы находятся в одной плоскости, проходящей через ось цилиндра, но силы инерции первого и второго порядков не уравновешены.

В примере 1 табл. 28 приведены коэффициенты, при помощи которых можно вычислить величины этих сил инерции.

Так как неуравновешенная вертикальная сила инерции больше, чем неуравновешенная горизонтальная сила инерции, то общее действие неуравновешенных сил в одноцилиндровых двигателях выражается подпрыгиванием на фундаменте.

Неуравновешенные силы инерции первого порядка возникают благодаря вращающимся и поступательно движущимся массам. Силы инерции первого порядка, возникающие благодаря вращающимся массам, действуют как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскости; те же силы инерции, которые возникают благодаря поступательно движущимся массам, действуют только в вертикальной плоскости. Необходимо отметить, что если вращающаяся масса равна поступательно движущейся, то неуравновешенные силы инерции первого порядка, действующие в горизонтальной плоскости и возникающие благодаря вращающимся массам, равны неуравновешенным силам инерции первого порядка, действующим в вертикальной плоскости и возникающим благодаря поступательно движущимся массам, но между их фазами имеется разность в 90° .

Неуравновешенные силы инерции второго порядка возникают благодаря отклонению шатуна¹ и действуют только в вертикальной плоскости. Силы инерции второго порядка исчезают при приближении длины шатуна к бесконечности. При конечной же длине шатуна их величины зависят от инерции только поступательно движущихся частей. Неуравновешенные силы инерции второго порядка имеют вдвое большую частоту, чем силы инерции первого порядка. Существуют также и неуравновешенные силы четвертого, шестого и т. д. порядков. Однако величины этих сил инерции высших порядков, как уже было указано, незначительны по сравнению с величинами сил инерции первого и второго порядков.

Противовесы

Горизонтальные силы инерции могут быть уравновешены при помощи вращающихся противовесов, прикрепленных к щекам кривошипов, причем возникает сила инерции, равная силе инерции неуравновешенных вращающихся масс. Вращающиеся массы одноцилиндрового двигателя состоят из неуравновешенных частей щеки кривошипа, пальца кривошипа и вращающейся массы шатуна, причем все они действуют на радиусе кривошипа. Обычно предполагается, что вращающаяся масса шатуна составляет три пятых его общей массы, однако эта величина может быть определена и опытным путем, как показано на фиг. 29.

¹ Т. е. его конечной длине (Прим. ред.).

Шатун подвешивают за верхнюю головку в горизонтальном положении, причем нижняя головка его постоит на платформе весов (фиг. 29, А). Показание весов соответствует весу вращающихся частей, т. е. весу части шатуна, находящейся ниже центра тяжести. Вес поступательно движущихся частей шатуна определяется подобным же образом, причем шатун в этом случае подвешивается, как и в первом случае, но не за верхнюю, а за нижнюю головку, а верхняя головка постоит на чашке весов. Полученные результаты можно проверить, сложив вес

вращающихся и поступательно движущихся частей шатуна, т. е. W_1 и W_2 ; полученная сумма должна быть равна общему весу шатуна W .

Этот способ, т. е. способ разделения всей массы шатуна на поступательно движущиеся и вращающиеся массы, не вполне точен для шатунов обычной конструкции.

Пусть (фиг. 29):

W — общий вес шатуна;

W_1 — вес части шатуна, которая считается вращающейся вместе с пальцем кривошипа;

W_2 — вес части шатуна, которая считается поступательно движущейся вместе с кривокопфом;

a — расстояние центра тяжести шатуна от оси пальца кривошипа;

b — расстояние между центром тяжести шатуна и осью пальца кривокопфа;

k — радиус инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр тяжести.

Тогда при точной замене общего веса шатуна W весами W_1 и W_2 будем иметь

$$W = (W_1 + W_2), \quad (I)$$

$$W_1 \cdot a = W_2 \cdot b, \quad (II)$$

$$a \cdot b = k^2. \quad (III)$$

Если c — расстояние между центром качания шатуна относительно оси, проходящей через верхнюю головку его, и этой осью, то c является отнесенной длиной простого маятника, имеющего тот же самый период колебания, как и действительный шатун.

Отсюда

$$c = \frac{k^2 + b^2}{b},$$

$$^1 \text{ Момент инерции } I = \frac{W}{g} k^2. \text{ С другой стороны } I = \frac{W_1}{g} a^2 + \frac{W_2}{g} \cdot b^2.$$

Отсюда

и так как $a \cdot b = k^2$, при замене веса W весами W_1 и W_2 найдем:

$$c = \frac{a \cdot b + b^1}{b} = a + b = L,$$

т. е. для того чтобы замена веса W весами W_1 и W_2 была точной, центр качания должен находиться в пальце кривошипа.

На практике при нормальной конструкции шатуна это условие не выполняется. Поэтому на практике имеется неуравновешенный момент, возникающий благодаря инерции шатуна и стремящийся вызвать крутильное колебание рамы двигателя. Устранить этот момент можно путем удлинения шатуна за палец кривошипа так, чтобы $c = L$. Но эта мера на практике для тяжелых двигателей не применяется, так как в этом случае увеличился бы вес шатуна и потребовалось бы значительное увеличение кривошипного пространства рамы. Однако эта конструкция с успехом применялась для небольших быстроходных бензиновых двигателей. Во всяком случае, поперечный момент, возникающий благодаря инерции шатуна, невелик по сравнению с реакцией крутящего момента.

Как уже было указано, величины W_1 и W_2 для тяжелых двигателей обычно выражаются следующим образом:

$W_1 = W \frac{b}{L}$ — вес части шатуна, отнесенной к вращающимся массам;

$W_2 = W \frac{a}{L}$ — вес части шатуна, отнесенной к поступательно движущимся массам.

Это отвечает условиям (I) и (II), но если c не равно L , условие (III) остается неудовлетворенным.

Проф. Дальби дает более точный способ получения величин W_1 и W_2 , а именно

$W_1 = W \frac{b \cdot c}{L^2}$ — для веса вращающейся массы шатуна;

$W_2 = W - W_1$ — для веса поступательно движущейся массы шатуна,

где W_1 стремится к величине $W \frac{b}{L}$ по мере того, как c приближается к L .

$$W \cdot k^2 = W_1 \cdot a^2 + W_2 \cdot b^2,$$

$$k^2 = \frac{W_1}{W} a^2 + \frac{W_2}{W} b^2 = \frac{b}{a+b} a^2 + \frac{a}{a+b} b^2 = \frac{a^2 b + b^2 a}{a+b} = a \cdot b. \quad (\text{Прим ред.})$$

¹ Для физического маятника отнесенная длина $c = \frac{I}{m \cdot b}$, где I — момент инерции относительно оси подвеса. Если момент инерции относительно центра тяжести I_0 , то

$$I = I_0 + m \cdot b^2 = m \cdot k^2 + m \cdot b^2 = m(k^2 + b^2).$$

(зсюда

$$c = \frac{m(k^2 + b^2)}{m \cdot b} = \frac{k^2 + b^2}{b}.$$

(Прим. ред.)

При применении этого уравнения необходимо найти положение центра качания так же, как и положение центра тяжести. Первое можно определить опытным путем, покачав шатун вокруг оси, проходящей через центр отверстия верхней головки, и определив длину простого маятника, имеющего тот же период колебания. Длина этого маятника дает искомую величину c . Центр тяжести можно найти опытным путем, описанным уже способом.

Шатуны двигателей обычной конструкции имеют следующие характеристики:

$$c = 0,9 L; \quad b = 0,666 L;$$

отсюда

$$W_1 = W \frac{b \cdot c}{L^2} = 0,666 \cdot 0,9 W = 0,6 W;$$

$$W_2 = W - W_1 = 0,4 W,$$

т. е. вес поступательно движущейся массы шатуна может быть принят равным двум пятым, а вес вращающейся массы шатуна трем пятым от общего веса шатуна.

Поступательно движущиеся массы для одного кривошипа состоят из поступательно движущихся масс шатуна (две пятых от общей массы шатуна или другая величина, найденная из опыта), крейцкопфа и его плиты, подвода охлаждающей воды к поршню, поршневого штока, поршня и воды или масла в охлаждающей системе поршня.

Применение вращающихся противовесов для устранения горизонтальных сил инерции уменьшает также величину неуравновешенных вертикальных сил инерции. Коэффициент максимальной вертикальной силы инерции, приведенный в табл. 28, уменьшается таким образом с 0,00224 до 0,00140.

Неуравновешенная вертикальная сила инерции первого порядка может быть, далее, уменьшена путем увеличения размеров противовесов, но только ценой нарушения уравновешенности в горизонтальной плоскости. Кроме того, на практике чугунные массивные противовесы, обладающие центробежной силой, равной центробежной силе вращающихся масс одного цилиндра, являются самыми большими, которые только могут быть расположены в кривошипном пространстве. Если требуются более тяжелые противовесы, может понадобиться специальная конструкция кривошипной камеры, или же в этом случае могут быть применены противовесы какого-либо другого типа, например, стальные, наполненные свинцом оболочки. Другой способ достижения наилучшего уравновешивания заключается в применении сверленного пальца кривошипа, что уменьшает величину неуравновешенных вращающихся масс.

Вообще, обычно применяют вращающиеся противовесы только для устранения горизонтальных сил инерции, хотя иногда противовесам дают размеры, при которых получается одинаковая степень неуравновешенности как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях.

На фиг. 30 показан способ уравновешивания вертикальных сил инерции первого порядка, который не влечет за собой соответствующей неуравновешенности в горизонтальной плоскости. Вся система состоит из двух вращающихся противовесов, симметрично расположенных ниже оси коленчатого вала двигателя (чтобы избежать действия поперечного мо-

мента) и приводимых во вращение при помощи зубчатых колес с той же самой скоростью, с которой вращается коленчатый вал.

Обозначим:

W — вес поступательно движущихся частей в тоннах;

R — радиус кривошипа в метрах;

w — вес неуравновешенного груза на каждом противовесе в тоннах;

r — радиус центра тяжести неуравновешенного груза на каждом противовесе в метрах;

n — число оборотов в минуту двигателя и противовесов;

θ — угол поворота кривошипа.

Тогда вертикальная сила инерции первого порядка, возникающая благодаря поступательно движущимся массам, равна:

$$0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \cos \theta;$$

результатирующая вертикальная сила от обоих вращающихся противовесов равна:

$$0,00224 w \cdot r \cdot n^2 \cdot \cos \theta.$$

Для уравнивания нужно, чтобы

$$0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \cos \theta = 0,00224 w \cdot r \cdot n^2 \cdot \cos \theta,$$

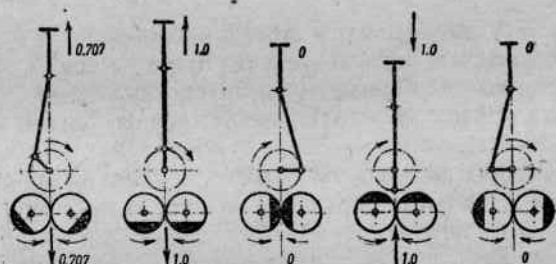
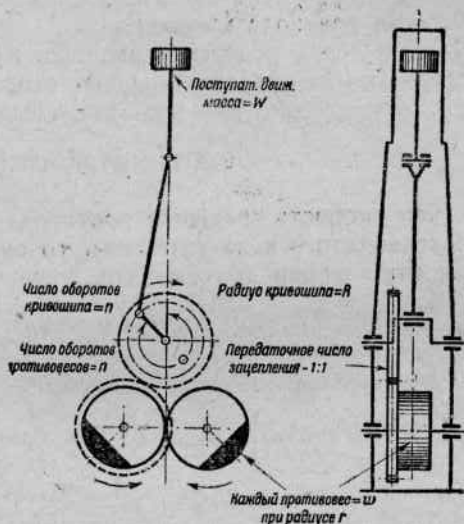
или

$$w \cdot r = \frac{W \cdot R}{2}.$$

Вращающиеся массы, отнесенные к пальцу кривошипа, уравниваются вращающимися противовесами, прикрепленными к щекам кривошипа обычным способом. Горизонтальные составляющие центробежных сил инерции неуравновешенных грузов на противовесах, вращающихся от зубчатых колес, взаимно уничтожаются.

На фиг. 31 показан способ уравнивания неуравновешенных сил инерции второго порядка, возникающих благодаря отклонению шатуна и имеющих частоту вдвое большую, чем силы инерции первого порядка.

Система состоит из двух вращающихся противовесов, помещенных под ось коленчатого вала и приводимых в движение зубчатыми колесами



Фиг. 30. Система уравнивания сил инерции первого порядка, возникающих благодаря поступательно движущимся массам (вертикальная плоскость).

со скоростью вдвое большей, чем скорость коленчатого вала двигателя.

Обозначим:

W — вес поступательно движущихся частей в тоннах;

R — радиус кривошипа в метрах;

w — вес неуравновешенного груза на каждом противовесе в тоннах;

r — радиус центра тяжести неуравновешенного груза на противовесе в метрах;

n — число оборотов двигателя в минуту;

θ — угол поворота кривошипа;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Тогда вертикальная сила инерции второго порядка, возникающая благодаря поступательно движущимся массам, равна:

$$0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\theta.$$

Так как скорость вращения противовеса вдвое больше скорости вращения коленчатого вала двигателя, то суммарная вертикальная составляющая сил инерции противовесов равняется:

$$0,00224 w \cdot r \cdot 4n^2 \cdot \cos 2\theta.$$

Для уравнивания нужно, чтобы:

$$0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\theta = 0,00224 w \cdot r \cdot 4n^2 \cdot \cos 2\theta,$$

или

$$w \cdot r = \frac{W \cdot R \cdot \lambda}{8}.$$

Вес вращающихся частей кривошипного механизма двигателя уравнивается вращающимися противовесами, прикрепленными к щекам кривошипа. Горизонтальные составляющие сил инерции неуравновешенных грузов на противовесах, вращающихся от зубчатых колес, взаимно уничтожаются.

Чтобы достигнуть полного уравнивания сил инерции как первого, так и второго порядков, вращающимися противовесами, в одноцилиндровом двигателе требуются следующие устройства:

1. Вращающиеся противовесы, прикрепленные к щекам кривошипа, для уравнивания сил инерции вращающихся масс.

2. Вращающиеся противовесы, приводимые в движение через передаточный механизм, для уравнивания вертикальных сил инерции первого порядка, возникающих благодаря поступательно движущимся массам (фиг. 30).

3. Вращающиеся противовесы, приводимые в движение через передаточный механизм, для уравнивания вертикальных сил инерции второго порядка, возникающих благодаря поступательно движущимся массам (фиг. 31).

Такая конструкция вполне осуществима. Например, противовесы для уравнивания сил инерции второго порядка могут быть помещены внутри полых противовесов, уравнивающих силы инерции первого

порядка. Однако это требует применения больших противовесов и значительного усложнения всей системы, так что практическое выполнение такого уравнивания не представляет интереса.

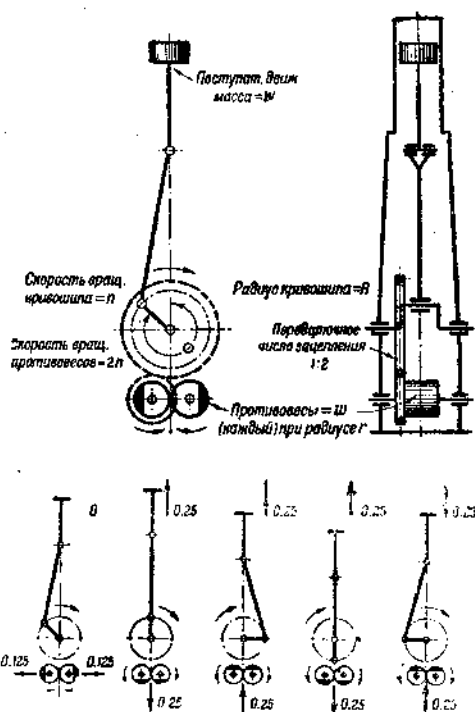
Как уже указывалось, вращающиеся противовесы применяются на практике только для уравнивания сил инерции вращающихся масс.

Более распространенный способ уравнивания вертикальных сил инерции в одноцилиндровых двигателях показан на фиг. 32. Система состоит из балансира противовеса, приводимого в движение при помощи балансира от кривокопфа двигателя.

Пусть кривошип несколько прошел за мертвую точку, как указано на фиг. 32. На кривошипный механизм действуют тогда следующие силы: сила инерции поступательно движущихся масс главного цилиндра F , которая действует по оси цилиндра и направлена вертикально вверх; сила инерции балансирного противовеса F_1 , которая действует по оси этого груза и направлена вертикально вниз; реакции рамы двигателя $F_1 \left(1 + \frac{a}{b}\right)$, которые действуют вертикально вверх в точке опоры балансирного рычага и вертикально вниз в подшипниках коленчатого вала. Если двигатель имеет несимметричный кривокопф, тогда сила инерции его массы, представляющая часть общей силы инерции F , вызывает поперечный момент сил $f \cdot c$.

Кроме того, возникает поперечный момент от реакций в точке опоры балансира и в подшипниках коленчатого вала $F_1(a+b)$. Этот поперечный момент частично может быть уравновешен поперечным моментом ($f \cdot c$), возникающим благодаря несимметричности кривокопфа. Наличие этого поперечного момента можно себе представить, предположив, что балансирная система заменена двухкривошипным двигателем с осью коленчатого вала, расположенной перпендикулярно оси вала действительного двигателя. Один из его кривошипов расположен в плоскости рабочего цилиндра, а другой—в плоскости балансирного противовеса, причем они смещены относительно друг друга на 180° .

Неуравновешенная вертикальная сила инерции, действующая в системе, как указано на фиг. 32, равна $F - F_1$.



Фиг. 31. Система уравнивания сил инерции второго порядка, возникающих благодаря поступательно движущимся массам (вертикальная плоскость).

Если $F = F_1$, то вертикальные силы инерции уравниваются полностью и остается лишь неуравновешенный поперечный момент, равный

$$F_1(a + b) - f \cdot c.$$

Пусть W — масса поступательно движущихся частей главного цилиндра;

W_1 — масса поступательно движущегося балансирующего противовеса;

s — ускорение поступательно движущихся частей главного цилиндра;

t — ускорение поступательно движущегося балансирующего противовеса.

Тогда из фиг. 32

$$t = s \cdot \frac{a}{b};$$

$$F = W \cdot s;$$

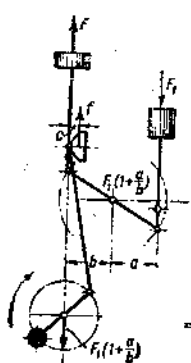
$$F_1 = W_1 \cdot t.$$

Отсюда, если силы уравниваются:

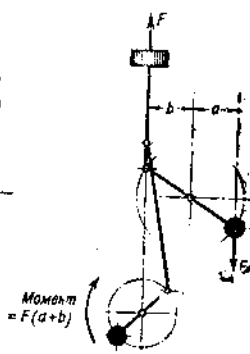
$$W_1 = W \frac{b}{a}.$$

Фиг. 33 изображает упрощенную систему фиг. 32, в которой балансирующий противовес расположен непосредственно на конце балансирующего рычага.

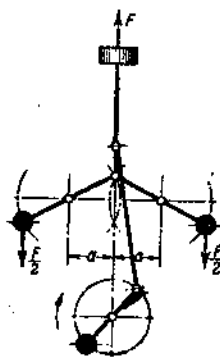
На фиг. 34 показано, как поперечный момент может быть уравни-



Фиг. 32.



Фиг. 33.



Фиг. 34.



Фиг. 35.

вешен при помощи двух рычагов, симметрично расположенных относительно оси цилиндра. В этом случае вес каждого балансирующего противовеса равен половине веса поступательно движущихся частей цилиндра.

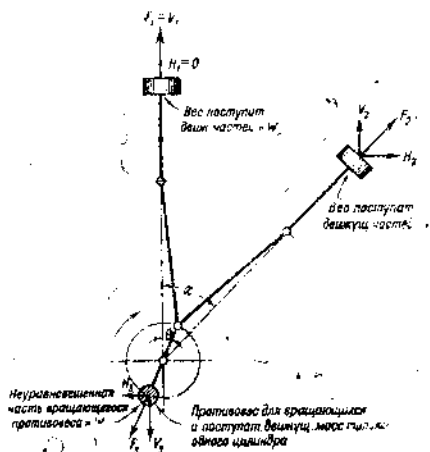
Во всех вышеприведенных примерах вращающиеся массы уравновешиваются обычным способом при помощи вращающихся противовесов, прикрепленных к щекам кривошипа.

На фиг. 35 показан способ уравновешивания поперечного момента, возникающего благодаря неуравновешенной массе несимметричной плиты крейцкопфа, при помощи противовеса, расположенного на противоположной стороне от последнего. Для этой цели, например, можно использовать устройство для подвода охлаждающей воды к поршню. В этом случае для уравновешивания нужно соблюсти равенство

$$f \cdot c = f_1 \cdot d.$$

На фиг. 36 показана схема привода поступательно движущегося противовеса от пальца кривошипа при помощи шатуна. Оси цилиндра и противовеса образуют некоторый угол. Кроме того, имеются вращающиеся противовесы, прикрепленные к щекам кривошипа и расположенные под углом 180° к пальцу кривошипа.

Рассмотрим для этой схемы неуравновешенные силы инерции первого и второго порядков, действующие в одноцилиндровом двигателе. Вес поступательно движущихся частей наклонного противовеса примем равным весу поступательно движущихся частей рабочего цилиндра. Вес вращающегося противовеса, отнесенный к радиусу кривошипа, примем равным сумме весов вращающихся частей системы и поступательно движущихся частей рабочего цилиндра. Вращающиеся массы главного цилиндра и поступательно движущегося противовеса поэтому уравновешены, и единственной неуравновешенной массой является часть W вращающегося противовеса, которая необходима для уравновешивания сил инерции первого порядка, возникающих благодаря поступательно движущемуся противовесу.



Фиг. 36.

Пусть W — вес поступательно движущихся частей рабочего цилиндра или противовеса или неуравновешенная часть вращающегося противовеса в тоннах;

R — радиус кривошипа в метрах;

n — число оборотов в минуту;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

θ — угол поворота кривошипа, измеренный от верхней мертвой точки;

α — угол наклона оси поступательно движущегося противовеса.

1. Неуравновешенная вертикальная сила инерции первого порядка. Так как вертикальная сила инерции первого порядка, возникающая благодаря поступательно движущимся массам рабочего цилиндра, уравновешена вращающимися противовесами, прикрепленными к щекам кривошипа, то остается неуравновешенной только вертикальная составляющая силы инерции первого порядка, возникающая благодаря поступательно движущемуся противовесу, т. е.

$$F_e = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \cos(\theta - \alpha) \cdot \cos \alpha.$$

Максимальная величина имеет место при равенстве углов θ и α , т. е. когда поступательно движущийся противовес находится в верхней мертвой точке, и равна

$$F_{e \max} = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \cos \alpha,$$

или

$$0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot K \text{ тонн},$$

где K равно величинам, приведенным в табл. 31 для различных углов между осями цилиндров α .

2. Неуравновешенная вертикальная сила инерции второго порядка. Мгновенная величина неуравновешенной вертикальной силы инерции второго порядка для любого угла поворота кривошипа θ является суммой вертикальной силы инерции второго порядка, возникающей благодаря поступательно движущимся частям рабочего цилиндра, и вертикальной составляющей силы инерции второго порядка, возникающей благодаря поступательно движущимся массам противовеса.

Вертикальная сила инерции второго порядка (рабочий цилиндр):

$$f_1 = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\theta.$$

Вертикальная составляющая силы инерции второго порядка (вспомогательный цилиндр):

$$f_2 = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2(\theta - \alpha) \cdot \cos \alpha.$$

Результирующая неуравновешенная сила инерции второго порядка:

$$f_e = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot [\cos 2\theta + \cos 2(\theta - \alpha) \cdot \cos \alpha].$$

Максимальная величина неуравновешенной силы инерции второго порядка:

$$f_{e \max} = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot k \text{ тонн},$$

где k имеет значения, приведенные в табл. 31 для различных величин угла между осями цилиндров α и отношения радиуса кривошипа к длине шатуна λ .

3. Неуравновешенная горизонтальная сила инерции первого порядка. Неуравновешенной горизонтальной силы инерции, возникающей благодаря поступательно движущимся массам рабочего цилиндра, нет. Поэтому общая неуравновешенная горизонтальная сила инерции первого порядка является суммой горизонтальной составляющей центробежной силы инерции неуравновешенной части вращающегося противо-

Коэффициенты вертикальной силы инерции

Угол между осями α	Коэффициент силы инерции первого порядка K	Коэффициенты сил инерции второго порядка k		
		$\lambda = \frac{1}{4}$	$\lambda = \frac{1}{5}$	$\lambda = \frac{1}{6}$
0°	1,000	0,500	0,400	0,333
10°	0,985	0,488	0,390	0,327
20°	0,940	0,456	0,364	0,305
30°	0,866	0,405	0,323	0,270
40°	0,766	0,340	0,272	0,226
50°	0,643	0,273	0,218	0,181
60°	0,500	0,217	0,173	0,144
70°	0,342	0,163	0,155	0,129
80°	0,174	0,207	0,167	0,140
90°	0	0,250	0,200	0,167

веса W и горизонтальной составляющей силы инерции, возникающей благодаря поступательно движущемуся противовесу.

Горизонтальная сила инерции первого порядка, возникающая благодаря поступательно движущимся массам противовеса:

$$F_{h1} = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos (\theta - \alpha).$$

Горизонтальная сила инерции первого порядка, возникающая благодаря неуравновешенной части вращающегося противовеса:

$$F_{h2} = -0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \sin \theta.$$

Результирующая неуравновешенная горизонтальная сила инерции первого порядка:

$$F_h = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 [\sin \alpha \cdot \cos (\theta - \alpha) - \sin \theta].$$

Максимального значения эта величина достигает при $\theta = \alpha + 90^\circ$, т. е. когда кривошип расположен под прямым углом к оси поступательно движущегося противовеса, и равна тогда:

$$F_{h \max} = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \cos \alpha$$

или

$$0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot K_1,$$

где K_1 имеет значения, приведенные в табл. 32 для различных углов между осями цилиндров.

4. Неуравновешенная горизонтальная сила инерции второго порядка. Неуравновешенной горизонтальной силы инерции второго порядка

ка, возникающей благодаря поступательно движущимся частям рабочего цилиндра, нет; поэтому вся неуравновешенная сила инерции второго порядка сводится к горизонтальной составляющей силы инерции второго порядка, возникающей благодаря поступательно движущемуся противовесу.

То есть

$$f_h = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot \sin \alpha \cdot \cos 2(\theta - \alpha).$$

Максимальное значение эта величина получает при $\theta = \alpha$, т. е. когда противовес находится в верхней мертвой точке, и равна тогда:

$$f_{h \max} = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot \sin \alpha,$$

или

$$f_{h \max} = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot k_1,$$

где k_1 имеет значения, приведенные в табл. 32, для различных величин углов между осями цилиндров и отношений радиуса кривошипа к длине шатуна.

Таблица 32

Коэффициенты горизонтальной силы инерции

Угол между осями α	Коэффициенты силы инерции первого порядка K_1	Коэффициенты силы инерции второго порядка k_1		
		$\lambda = \frac{1}{4}$	$\lambda = \frac{1}{5}$	$\lambda = \frac{1}{6}$
0°	1,000	0	0	0
10°	0,985	0,043	0,035	0,029
20°	0,940	0,086	0,068	0,057
30°	0,866	0,125	0,100	0,083
40°	0,766	0,161	0,129	0,107
50°	0,643	0,192	0,153	0,128
60°	0,500	0,217	0,173	0,144
70°	0,342	0,235	0,188	0,157
80°	0,174	0,246	0,197	0,164
90°	0	0,250	0,200	0,167

Из табл. 31 и 32 очевидно:

а) Неуравновешенная вертикальная сила инерции первого порядка имеет максимальное значение при $\alpha = 0$ и уменьшается при увеличении угла α , обращаясь в нуль при $\alpha = 90^\circ$.

б) Неуравновешенная горизонтальная сила инерции первого порядка имеет максимальное значение также при $\alpha = 0$ и уменьшается при увеличении угла α , обращаясь в нуль при $\alpha = 90^\circ$.

в) Неуравновешенная вертикальная сила инерции второго порядка имеет максимальное значение при $\alpha = 0$ для всех величин отношения радиуса кривошипа к длине шатуна λ . Минимальное значение коэффициента

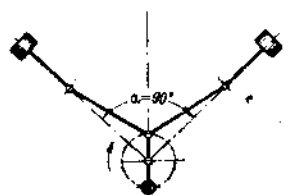
наступает при $\alpha = 70^\circ$, и затем он вновь увеличивается, становясь равным λ при $\alpha = 90^\circ$.

г) Неуравновешенная горизонтальная сила инерции второго порядка равна нулю при $\alpha = 0$. Ее значение увеличивается при увеличении угла α , причем значение коэффициента достигает величины λ при $\alpha = 90^\circ$. Следовательно, при $\alpha = 90^\circ$ вертикальные и горизонтальные неуравновешенные силы инерции первого порядка отсутствуют, а величины неуравновешенных сил инерции второго порядка в горизонтальной и вертикальной плоскостях равны. Как в той, так и в другой плоскости максимальная величина неуравновешенных сил инерции второго порядка равна:

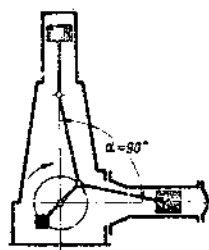
$$0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda.$$

При $\alpha = 60^\circ$ величины неуравновешенных сил инерции второго порядка в горизонтальной и вертикальной плоскостях также равны между собой и их величины меньше, чем при угле $\alpha = 90^\circ$. Однако в этом случае имеются неуравновешенные вертикальные и горизонтальные силы инерции первого порядка.

Таким образом применение поступательно движущегося противовеса для уравнивания одноцилиндрового двигателя, как указано на



Фиг. 37.



Фиг. 38.

фиг. 36, уменьшает величину неуравновешенной вертикальной силы инерции первого порядка за счет возникновения горизонтальной неуравновешенной силы инерции первого порядка, причем величины их равны. Величина неуравновешенной вертикальной силы инерции второго порядка увеличивается для углов $\alpha < 60^\circ$ и уменьшается для $\alpha > 60^\circ$; при этом возникает неуравновешенная горизонтальная сила инерции второго порядка.

Система, подобная указанной на фиг. 36, применяется в двухтактных двигателях для приведения в действие продувочного насоса, причем цилиндр продувочного насоса крепится на картере, а ось его располагают наклонно к оси рабочего цилиндра. Поршень продувочного насоса приводится в движение при помощи шатуна от главного кривошипа.

На фиг. 37 показан V-образный двигатель с цилиндрами, расположенными под углом в 90° . В этом случае не уравновешены только силы инерции второго порядка.

На фиг. 38 изображен одноцилиндровый двигатель, уравновешенный по изложенному способу. Система состоит из вертикального рабочего цилиндра и вспомогательного цилиндра, расположенного в горизонталь-

ной плоскости, причем шатуны обоих цилиндров находятся на одном пальце кривошипа. Чтобы обеспечить полное уравнивание сил инерции первого порядка, масса поступательно движущихся частей вспомогательного цилиндра должна быть равна поступательно движущейся массе рабочего цилиндра и, кроме того, необходимы вращающиеся противовесы, прикрепленные к щекам кривошипа против пальца кривошипа. Величина этих вращающихся противовесов должна быть равна сумме вращающихся и поступательно движущихся масс рабочего цилиндра. Необходимо отметить, что вращающиеся массы включают в себя неуравновешенные массы щек кривошипа, пальцы кривошипа и вращающиеся массы двух шатунов.

В этом случае не уравновешены только силы инерции второго порядка, равные между собой как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости. Способ уравнивания сил инерции второго порядка для многоцилиндровых двигателей будет рассмотрен ниже. В одноцилиндровых двигателях силы инерции второго порядка могут быть уравновешены при помощи способа, указанного на фиг. 31.

Влияние вспомогательных механизмов в двигателях внутреннего сгорания

В компрессорных двигателях вспомогательные механизмы обычно приводятся в движение от главного вала двигателя при помощи балансирующих рычагов или вспомогательных кривошипов.

К этим вспомогательным механизмам относятся: компрессор и продувочный насос в двухтактных двигателях и только один компрессор в четырехтактных двигателях. Силы инерции движущихся частей вспомогательных механизмов можно легко применить для улучшения уравнивания всей системы двигателя. Эти замечания не относятся к калоризаторным двигателям, в которых обычно применяются кривошипнокамерная продувка и механическое распыливание топлива. Действие сил инерции топливного и водяного насосов не может оказать заметного влияния на уравновешенность двигателя.

На фиг. 39 изображен одноцилиндровый двигатель с вспомогательным механизмом (компрессор), приводимым в движение от коленчатого вала. Привод вспомогательного цилиндра расположен на переднем конце двигателя, чтобы разгрузить колено от передачи крутящего момента. Вспомогательный кривошип расположен под углом 180° к главному кривошипу.

При этой схеме неуравновешенные силы инерции уменьшаются, но возникают вертикальные и горизонтальные моменты их.

Неуравновешенные горизонтальная сила инерции и момент могут быть уравновешены вращающимися противовесами, прикрепленными к щекам главного и вспомогательного кривошипов, а величины максимальных неуравновешенной вертикальной силы инерции и момента будут тогда иметь следующие значения:

Максимальная неуравновешенная вертикальная сила инерции

Пусть F — неуравновешенная вертикальная сила инерции, возникающая благодаря поступательно движущимся массам рабочего цилиндра, в тоннах;

f — неуравновешенная вертикальная сила инерции, возникающая благодаря поступательно движущимся массам вспомогательного цилиндра, в тоннах;

R — радиус главного кривошипа в метрах;

r — радиус вспомогательного кривошипа в метрах;

n — число оборотов в минуту;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для главного цилиндра;

λ_1 — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для вспомогательного цилиндра.

Максимального неуравновешенного значения вертикальная сила инерции достигает, когда главный кривошип находится в верхней мертвой точке.

$$F = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot (1 + \lambda);$$

$$f = -0,00112 w \cdot r \cdot n^2 \cdot (1 - \lambda_1),$$

где W — вес поступательно движущихся частей главного кривошипа в тоннах;

w — вес поступательно движущихся частей вспомогательного кривошипа, в тоннах.

Максимальная результирующая неуравновешенная вертикальная сила инерции в тоннах:

$$V = 0,00112 n^2 [W \cdot R (1 + \lambda) - w \cdot r (1 - \lambda_1)].$$

Максимальный неуравновешенный вертикальный момент относительно плоскости, проходящей через ось рабочего цилиндра, равен:

$$C = 0,00112 w \cdot r \cdot n^2 \cdot a (1 + \lambda_1).$$

Если $W \cdot R = w \cdot r$, то неуравновешенная вертикальная сила инерции уменьшается до величины:

$$0,00112 W \cdot R \cdot n^2 (\lambda + \lambda_1),$$

т. е. остаются неуравновешенными только вертикальные силы инерции второго порядка, но также остается неуравновешенный момент:

$$0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a (1 + \lambda_1).$$

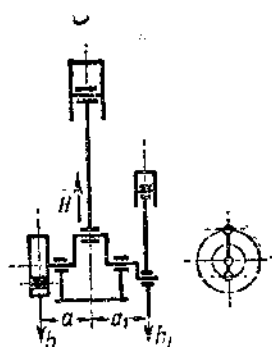
На фиг. 40 показан способ уравнивания горизонтальной силы инерции и момента при помощи свинцового противовеса на маховике.

В этом случае, если $h_1 \cdot a_1$ равняется $h \cdot a$ и $h_1 + h = H$, в горизонтальной плоскости не остается неуравновешенной силы инерции или момента. Здесь H — центробежная сила инерции вращающихся масс главного кривошипа; h — сила инерции вращающейся массы противовеса

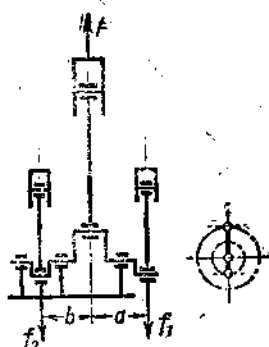
на маховике и h_1 —сила инерции вращающихся масс вспомогательного кривошипа.

Как и в предшествующем случае, силы инерции второго порядка не уравновешены в вертикальной плоскости, и кроме, того, в этой плоскости имеется также неуравновешенный момент. Неуравновешенный момент в вертикальной плоскости может быть уменьшен только при помощи вращающихся противовесов, но при этом в горизонтальной плоскости возникает соответствующий неуравновешенный момент.

На фиг. 41 показан способ уравновешивания как горизонтальных, так и вертикальных моментов. Если $f_1 \cdot a = f_2 \cdot b$ и $f_1 + f_2 = F$, то неуравновешенными остаются только вертикальные силы инерции второго порядка. В этом случае на обоих концах коленчатого вала расположены вспомогательные кривошипы, смещенные относительно главного на угол в 180° . Вертикальные силы инерции второго порядка будут уравновешены, если отношения радиусов кривошипов к длинам шатунов у всех трех цилиндров имеют одинаковые значения и если вспомогательные цилиндры находятся по другую сторону оси коленчатого вала по отношению к главному.



Фиг. 40. Одноцилиндровый двигатель.



Фиг. 41. Одноцилиндровый двигатель.

Такая конструкция не применяется в практике судовых двигателей.

Горизонтальные силы инерции и моменты будут уравновешены без применения противовесов при условии, что отношение вращающихся масс главного и вспомогательного кривошипов будет то же, что и для поступательно движущихся масс. Эта схема устройства применима для двухтактных двигателей, где компрессор приводится в движение одним вспомогательным кривошипом, а продувочный насос—другим вспомогательным кривошипом. Однако следует отметить, что крутящий момент двигателя передается через один из вспомогательных кривошипов, — обычно тот, который приводит в движение продувочный насос.

Наиболее простой способ применения вспомогательного привода для улучшения уравновешенности одноцилиндрового двигателя изображен на фиг. 32, где компрессор или продувочный насос приводится в движение балансирами рычагами от главного кривошипа. В этом случае, если $F_1 = F$, вертикальные силы инерции уравновешены, причем, как

указано, остается неуравновешенным только поперечный момент. Вращающиеся массы, как обычно, уравниваются вращающимися противовесами, прикрепленными к щекам кривошипа.

Другой способ уравнивания одноцилиндрового двигателя изображен на фиг. 38, где вспомогательный цилиндр расположен горизонтально и приводится в движение от пальца кривошипа главного цилиндра. При таком устройстве неуравновешены только силы инерции второго порядка, и горизонтальная сила инерции равна вертикальной.

Влияние длины шатуна

Неуравновешенные силы инерции второго порядка могут быть уменьшены путем изменения величины отношения радиуса кривошипа к длине шатуна. Однако в судовых двигателях, где имеет большое значение высота двигателя, желательно длину шатуна возможно более сокращать. На практике отношение радиуса кривошипа к длине шатуна бывает равно $\frac{1}{4}$ для крейцкопфных двигателей и $\frac{1}{6}$ для двигателей с тронковыми поршнями.

С точки зрения уравнивания желательно уменьшать отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Например, для отношения, равного $\frac{1}{4}$, и при условии уравниваемости вращающихся масс коэффициент неуравновешенной вертикальной силы инерции для одноцилиндрового двигателя равен 0,00141, а при отношении, равном $\frac{1}{6}$, этот коэффициент уменьшается до величины 0,00135. Таким образом величина коэффициента изменяется только на 4%. Это уменьшение величины коэффициента на 4% получено за счет увеличения высоты двигателя на половину хода поршня, т. е. примерно на 7%. В судовой практике, где высота двигателя имеет существенное значение, отношение радиуса кривошипа к длине шатуна необходимо увеличивать до возможно наибольшей величины, которая ограничивается только максимальным допустимым давлением на стенку цилиндра и расстоянием от верхней головки шатуна до щек кривошипа, когда кривошип находится в нижней мертвой точке. В крейцкопфных двигателях отношение радиуса кривошипа к длине шатуна обычно осуществляется в пределах от $\frac{1}{4}$ до $\frac{1}{4,5}$, а в двигателях с тронковым поршнем от $\frac{1}{4,5}$ до $\frac{1}{6}$.

Однако следует помнить, что отношение радиуса кривошипа к длине шатуна имеет значительное влияние на величину неуравновешенных сил инерции второго порядка. Например, изменение величины отношения с $\frac{1}{4}$ до $\frac{1}{6}$ уменьшает неуравновешенную силу инерции второго порядка с $\frac{1}{4}$ до $\frac{1}{6}$ величины неуравновешенной вертикальной силы инерции первого порядка, т. е. силы инерции второго порядка уменьшаются при этом на 20%.

Применение специальных материалов

Вес поступательно движущихся и вращающихся деталей может быть уменьшен применением специальных материалов. В качестве специальных материалов применяется алюминий. Для поковок часто применяется сталь, содержащая 3% никеля, с временным сопротивлением на разрыв 5900 кг/см^2 без термической обработки и 7000 кг/см^2 после

термической обработки. Обычно стальные поковки имеют временное сопротивление на разрыв 4350 кг/см^2 , так что при применении никелевой стали допустимо рабочее напряжение 700 кг/см^2 вместо 500 кг/см^2 , применяющегося для обычной, малоуглеродистой стали, что дает возможность уменьшения веса поковок. Следует отметить, что стоимость никелевой стали значительно выше, чем обычной, малоуглеродистой стали.

Облегчения деталей, подвергающихся изгибу и кручению или продольному изгибу, можно также достигнуть путем применения рациональной конструкции. Примером может служить применение полых поршневых штоков и пальцев кривошипа. Однако следует отметить, что применение специальных сортов стали для шатунов нерентабельно¹, так как большая часть шатуна относится к вращающимся массам, которые могут быть уравновешены при помощи противовесов, прикрепленных к щекам кривошипа. Величина поступательно движущихся масс шатуна обычно не столь значительна, чтобы стоило применять высокосортные стали для изготовления шатунов.

В многоцилиндровых двигателях, если желательно хорошее уравнивание, необходимо следить за тем, чтобы детали движения в различных цилиндрах имели совершенно одинаковый вес, проверяя каждый цилиндр в отдельности. Несоблюдение этого условия может вызвать значительные колебания в двигателе, несмотря на то, что он по принципиальной схеме уравновешен.

Сравнение расчетов для одноцилиндровых двигателей

В качестве примера достижения наилучшего уравнивания в одноцилиндровом двигателе рассмотрим двигатель простого действия, имеющий следующие размеры: диаметр—304,8 мм, ход поршня—457,2 мм, число оборотов в минуту 200. Основные данные этого двигателя приведены в табл. 7.

1. Нормальный двигатель без применения специальных мер для уравнивания (табл. 28, пример 1). Неуравновешенная вертикальная сила инерции:

$$0,00224 W \cdot R \cdot n^2.$$

Неуравновешенного вертикального момента нет.

Неуравновешенная горизонтальная сила инерции:

$$0,0084 IV \cdot R \cdot n^2.$$

Неуравновешенного горизонтального момента нет.

Здесь W —вес поступательно движущихся частей (0,30 т) табл. 7;

R —радиус кривошипа (0,228 м);

n —число оборотов в минуту (200).

¹ Как мера уменьшения неуравновешенных сил инерции.

Отсюда:

Неуравновешенная вертикальная сила инерции:

$$0,00224 \cdot 0,3 \cdot 0,228 \cdot 40\,000 = 6,1 \text{ т.}$$

Неуравновешенного вертикального момента нет.

Неуравновешенная горизонтальная сила инерции:

$$0,00084 \cdot 0,3 \cdot 0,228 \cdot 40\,000 = 2,3 \text{ т.}$$

Неуравновешенного горизонтального момента нет.

2. Вес вращающихся частей уравновешен (табл. 28, пример 1).

Неуравновешенная вертикальная сила инерции:

$$0,00140 \cdot 0,3 \cdot 0,228 \cdot 40\,000 = 3,83 \text{ т.}$$

Неуравновешенного вертикального момента нет.

Неуравновешенной горизонтальной силы инерции нет.

Неуравновешенного горизонтального момента нет.

3. Вес вращающихся частей уравновешен; облегченные поступательно движущиеся части. Предположив, что вес поступательно движущихся частей облегчен благодаря применению специальных материалов на 25%, получаем его равным 0,225 т, что соответственно уменьшает вертикальные силы инерции с 3,83 до 2,9 т.

Можно достигнуть еще лучшего уравновешивания путем применения вспомогательных механизмов, как уже было упомянуто выше.

ГЛАВА V

ДВУХЦИЛИНДРОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Неуравновешенные двигатели

Расположение кривошипов, указанное в примерах 2, 3 и 4 табл. 28, является обычным расположением кривошипов для двухцилиндровых двигателей.

Пример 2 возможен только для четырехтактных двигателей простого или двойного действия. Эта схема устройства обеспечивает равные интервалы между вспышками в 360° для двигателей простого действия и 180° для двигателей двойного действия. В этом случае нет неуравновешенных моментов, но зато имеются неуравновешенные силы инерции первого и второго порядков.

Это расположение кривошипов имеет тот недостаток, что при нем повышается нагрузка от максимальных сил инерции на коренные подшипники, так как пальцы соседних кривошипов находятся на одной оси.

Пример 3 применим для двух- и четырехтактных двигателей и обеспечивает равные интервалы между вспышками в 180° для двухтактных двигателей простого действия и четырехтактных двигателей двойного действия. Для четырехтактных двигателей простого действия и двухтактных двигателей двойного действия¹ интервалы между вспышками не равны.

¹ Последнее нужно понимать только в том смысле, что вспышки следуют парно через 180° , а не по одной через 90° . (Прим. ред.)

Вертикальные силы инерции второго порядка не уравновешены; имеется также неуравновешенный вертикальный момент сил инерции первого порядка.

Это расположение кривошипов является универсальным как для двухтактных, так и для четырехтактных двухцилиндровых двигателей. Уравновешивание сил инерции первого порядка, которые часто вызывают значительные колебания, считают более важным, чем достижение равных интервалов между вспышками в четырехтактных двигателях. Кроме того, неравные интервалы между вспышками могут быть полезны для демпфирования крутильных колебаний в вале двигателя.

Пример 4 применяется для двухтактных двигателей двойного действия и обеспечивает равные интервалы между вспышками в 90° . В этом случае силы инерции второго порядка, а также пары сил первого и второго порядков не уравновешены.

С точки зрения уравновешивания расположение кривошипов, указанное в примере 3, является самым лучшим; в этом случае неуравновешенная вертикальная сила инерции значительно меньше, чем в примере 2 или 4. Это расположение кривошипов имеет также еще то преимущество, что оно уменьшает нагрузку от сил инерции на коренные подшипники.

Противовесы

Неуравновешенную горизонтальную силу инерции и момент можно уравновесить вращающимися противовесами, прикрепленными к щекам кривошипа и обладающими центробежной силой, равной по величине центробежной силе вращающихся масс для каждого цилиндра. Применение подобных противовесов возможно в примерах 2 и 4 табл. 28. В примере 3 горизонтальные силы инерции взаимно уравновешиваются без применения противовесов. Противовесы необходимы, если желательно уравновесить горизонтальный момент.

В примерах 3 и 4 для обеспечения полного равновесия сил инерции и моментов, возникающих благодаря вращающимся массам, необходимо ко всем щекам кривошипов прикрепить противовесы. Однако в примере 2, где пальцы соседних кривошипов находятся на одной оси, достаточно применение одного противовеса для каждого цилиндра. Желательно, чтобы они были прикреплены к внутренним щекам кривошипов для уменьшения нагрузки от центробежной силы на раму двигателя. Вес каждого противовеса должен, конечно, быть в два раза более, чем в случае применения противовесов, прикрепленных на каждой щеке кривошипа.

Неуравновешенные вертикальные силы инерции и моменты, возникающие благодаря вращающимся массам каждого кривошипа, уравновешиваются противовесами, прикрепленными к щекам кривошипа, но силы инерции и моменты, возникающие благодаря поступательно движущимся массам, остаются неуравновешенными. Неуравновешенные силы инерции и моменты первого порядка в вертикальной плоскости, возникающие благодаря поступательно движущимся массам, могут быть уменьшены путем увеличения размеров противовесов, но только при нарушении уравновешенности в горизонтальной плоскости. Неуравновешенные силы

инерции и моменты второго порядка в вертикальной плоскости не могут быть уменьшены при помощи вращающихся противовесов.

Неуравновешенные силы инерции и моменты в горизонтальной плоскости обычно оказывают менее вредное действие, чем неуравновешенные силы инерции и моменты в вертикальной плоскости, так что нарушение уравновешенности в горизонтальной плоскости для уменьшения неуравновешенных сил инерции и моментов в вертикальной плоскости вполне допустимо. Довольно часто уравновешивание производят так, чтобы получить равенство неуравновешенных сил инерции в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

На фиг. 42 указан способ уравновешивания двухцилиндрового двигателя с кривошипами, расположенными, как показано в примере 4 табл. 28, т. е. под углом 90° . Способ уравновешивания в этом случае подобен способу уравновешивания локомотивов. Рассматривая фиг. 42, видим, что противовесы не прикреплены к щекам кривошипа, а расположены на концах коленчатого вала. Это расположение противовесов иногда выполняется в виде двух маховиков на обоих концах коленчатого вала двигателя со свинцовой заливкой, уравновешивающей массы на кривошипах. В этом случае необходимо коленчатому валу обеспечить достаточную жесткость, чтобы воспрепятствовать возникновению больших амплитуд крутильных колебаний под действием маховых масс, расположенных на его концах.

Величина противовесов и расстояние между ними могут быть определены следующим способом.

Пусть W на фиг. 42 будет неуравновешенным весом каждого кривошипа, состоящим из суммы веса неуравновешенных вращающихся масс и той части поступательно движущихся масс, которую желательно уравновесить. При уравновешивании локомотивов обычно уравновешивают вращающиеся массы и от половины до двух третей поступательно движущихся масс. В других случаях, если вращающиеся и поступательно движущиеся массы равны по своей величине, неуравновешенные вертикальные силы инерции первого порядка будут равны неуравновешенной горизонтальной силе инерции при условии уравновешивания вращающихся масс целиком и половины поступательно движущихся.

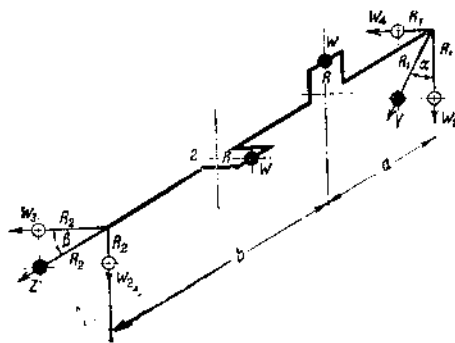
W у кривошипа 1 может быть уравновешен двумя массами W_1 и W_2 , расположенными под углом 180° к кривошипу 1 так, чтобы

$$W \cdot R = W_1 \cdot R_1 + W_2 \cdot R_2,$$

и

$$W_1 \cdot R_1 \cdot a = W_2 \cdot R_2 \cdot b.$$

Подобным образом W у кривошипа 2 может быть уравновешен двумя



Фиг. 42.

массами W_3 и W_4 , расположенными под углом 180° к кривошипу 2, так чтобы

$$W \cdot R = W_3 \cdot R_3 + W_4 \cdot R_1$$

и

$$W_3 \cdot R_3 \cdot b = W_4 \cdot R_1 \cdot a.$$

Два противовеса W_1 и W_4 могут быть затем заменены одной массой Y , где

$$Y = \sqrt{W_1^2 + W_4^2}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{W_4}{W_1}.$$

Подобным образом W_2 и W_3 могут быть заменены одним противовесом Z , где

$$Z = \sqrt{W_2^2 + W_3^2}$$

и

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{W_2}{W_3}.$$

Влияние вспомогательных механизмов

Двухцилиндровые двигатели, имеющие расположение кривошипов, указанное в примере 2 табл. 28, могут быть вполне уравновешены, если вспомогательные механизмы приводятся в действие балансирами рычагами от кривокопфа двигателя, как показано на фиг. 32.

В примере 2, где соседние пальцы кривошипов находятся на одной оси, для полного уравновешивания необходимо, чтобы балансиры цилиндра 2 находился на противоположной стороне двигателя по отношению к балансиру цилиндра 1, для того чтобы поперечные моменты взаимно уравновешивались.

Для схемы фиг. 32:

$$F = F_1,$$

т. е.

$$W_1 = W \frac{b}{a},$$

где W_1 — вес поступательно движущихся частей вспомогательного цилиндра;

W — вес поступательно движущихся частей рабочего цилиндра.

К щекам кривошипов каждого цилиндра должны быть прикреплены вращающиеся противовесы, чтобы уравновесить вращающиеся массы главного кривошипа.

В примере 3, где соседние кривошипы расположены под углом 180° , балансиры должны быть с одной стороны двигателя, чтобы уравновесить поперечные моменты.

Необходимо отметить, что при этом способе уравнивания поперечных моментов рама двигателя нагружается внутренним скручивающим моментом, что может вызвать колебания.

В примере 4 табл. 28 при применении вспомогательных механизмов, приводимых в движение балансирами, будут не уравновешены поперечные и продольные моменты, возникающие благодаря реакциям в точках опоры.

Двухцилиндровые двигатели также могут быть уравновешены способом, указанным на фиг. 38, где горизонтальными поступательно движущимися массами могут служить или специальные противовесы или массы вспомогательного механизма.

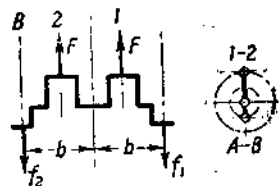
При расположении кривошипов, указанных в примерах 2 и 3 табл. 28, при условии, что поступательно движущиеся массы противовеса и рабочего цилиндра равны, не уравновешены только силы инерции второго порядка. При расположении же кривошипов, указанном в примере 4 табл. 28, все силы инерции уравновешены, но не уравновешены моменты второго порядка. Во всех случаях результирующие силы и моменты в вертикальной плоскости равны не уравновешенным силам и моментам в горизонтальной плоскости.

На фиг. 43 указан способ уменьшения неуравновешенности двухцилиндрового двигателя, пальцы кривошипов рабочих цилиндров которого расположены на одной оси. В этом случае на каждом конце коленчатого вала имеются добавочные кривошипы для приведения в движение вспомогательных механизмов.

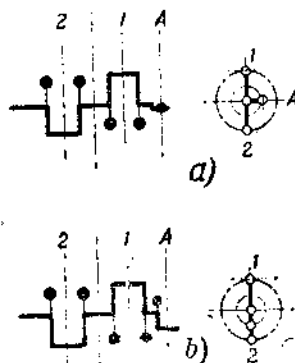
Если

$$f_1 \cdot a = f_2 \cdot b$$

$$f_1 + f_2 = 2F,$$



Фиг. 43. Двухцилиндровые двигатели.



Фиг. 44. Двухцилиндровые двигатели.

то неуравновешенные моменты отсутствуют, и остаются неуравновешенными только вертикальные силы инерции второго порядка. При применении этого расположения кривошипов для двухтактных двигателей желательно, чтобы воздушный компрессор был расположен у свободного конца коленчатого вала.

На фиг. 44, а указан способ присоединения вспомогательного устройства к двигателю, имеющему расположение кривошипов, соответствующее примеру 3 табл. 28. В этом случае вспомогательный кривошип прикреплен у свободного конца коленчатого вала под углом 90° к соседнему кривошипу главного цилиндра. Максимальная вертикальная сила инерции возникает тогда, когда вспомога-

тельный кривошип находится в нижней мертвой точке.

Если W — вес поступательно движущихся частей рабочего цилиндра в тоннах;

R — радиус главного кривошипа в метрах;

w — вес поступательно движущихся частей вспомогательного цилиндра в тоннах;

r — радиус вспомогательного кривошипа в метрах;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для главного цилиндра;

λ_1 — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для вспомогательного цилиндра;

n — число оборотов в минуту,

то максимальная неуравновешенная вертикальная сила инерции

$$F = 0,00112n^2 \cdot [2W \cdot R \cdot \lambda + w \cdot r(1 - \lambda_1)].$$

Неуравновешенные силы инерции и моменты, возникающие благодаря вращающимся массам, уравниваются вращающимися противовесами, прикрепленными на щеках главного и вспомогательного кривошипов.

В этом случае неуравновешенная вертикальная сила инерции увеличивается благодаря добавлению вспомогательного кривошипа, а также несколько увеличивается и величина вертикального момента.

На фиг. 44, б показано другое устройство, имеющее вспомогательный кривошип, расположенный под углом 180° к соседнему кривошипу главного цилиндра. Максимальная неуравновешенная вертикальная сила инерции имеет место тогда, когда вспомогательный кривошип находится в верхней мертвой точке. Применяя те же обозначения, как и в предыдущем случае, величину максимальной неуравновешенной силы инерции напишем в виде:

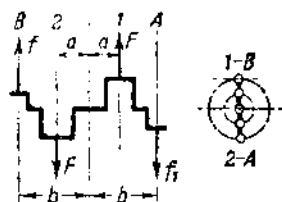
$$F = 0,00112n^2 \cdot [2W \cdot R \cdot \lambda + w \cdot r(1 + \lambda_1)].$$

Вращающиеся массы уравниваются противовесами, прикрепленными к щекам кривошипа, как в предыдущем случае (44, а).

Максимальная неуравновешенная вертикальная сила инерции при устройстве, изображенном на фиг. 44, б, будет больше, чем при устройстве, указанном на фиг. 44, а, но максимальный неуравновешенный вертикальный момент будет значительно меньше при устройстве, указанном на фиг. 44, б, так что последняя схема чаще применяется для двухцилиндровых двигателей с таким расположением кривошипов рабочего цилиндра. Однако на практике противовесы, прикрепленные к щекам главных кривошипов,

обычно уравнивают вращающиеся массы и половину поступательно движущихся масс для достижения одинаковой степени уравновешенности как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях.

На фиг. 45 указана другая схема расположения вспомогательных механизмов двухцилиндровых двигателей с кривошипами рабочих цилиндров, расположенными под углом 180° . В этой схеме, если $f_1 \cdot b = F \cdot a$, не уравновешены только вертикальные силы инерции второго порядка. Неуравновешенных моментов в этом случае нет.



Фиг. 45. Двухцилиндровые двигатели.

Перечисленные примеры представляют только некоторые из возможных схем приводов вспомогательных механизмов для двухцилиндровых двигателей. Имеется еще очень много различных схем приводов вспомогательных механизмов, но выбор той или иной схемы для какого-либо конкретного случая зависит от типа двигателя и необходимой степени уравновешенности его.

Сравнение расчетов для двухцилиндровых двигателей

1. Нормальный двигатель без специальных приспособлений для уравновешивания. Расположение кривошипов, как в примере 2 табл. 28. Двигатель — простого действия. Диаметр—304,8 мм, ход поршня—457,2 мм; число оборотов в минуту—200 (см. табл. 7).

Вертикальная сила инерции равна:

$$0,00448 \cdot 0,30 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 = 12,3 \text{ т.}$$

Вертикального момента нет.

Горизонтальная сила инерции равна:

$$0,00168 \cdot 0,30 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 = 4,6 \text{ т.}$$

Горизонтального момента нет.

2. Такой же двигатель, но с расположением кривошипов, как в примере 3 табл. 28. Вертикальная сила инерции равна:

$$0,00056 \cdot 0,30 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 = 1,54 \text{ т.}$$

Вертикальный момент:

$$0,00392 \cdot 0,30 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 3,28 \text{ т.м.}$$

Горизонтальной силы инерции нет.

Горизонтальный момент:

$$0,00168 \cdot 0,30 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 1,41 \text{ т.м.}$$

3. Такой же двигатель, но с расположением кривошипов, как в примере 4 табл. 28. Вертикальная сила инерции:

$$0,00277 \cdot 0,30 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 = 7,6 \text{ т.}$$

Вертикальный момент:

$$0,00296 \cdot 0,30 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 2,48 \text{ т.м.}$$

Горизонтальная сила инерции:

$$0,00119 \cdot 0,30 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 = 3,25 \text{ т.}$$

Горизонтальный момент:

$$0,00119 \cdot 0,30 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 1,00 \text{ т.м.}$$

Из вышеприведенных вычислений очевидно, что расположение кривошипов, указанное в примере 3 табл. 28, является самым лучшим с точки зрения уравновешенности двигателя. Горизонтальных сил инерции нет; вертикальные силы инерции равны только $1,54 \text{ т}$, а неуравновешенные вертикальные и горизонтальные моменты равны соответственно $3,28$ и $1,41 \text{ тм}$ (почти те же величины, что и в примере 4).

Если принять длину рамы двигателя равной $1,65 \text{ м}$ (табл. 7), то опрокидывающая сила у конца рамы, возникающая благодаря вертикальному моменту, равняется $3,28:1,65 = 2 \text{ т}$, в то время как неуравновешенная вертикальная сила инерции, действующая у конца рамы, равняется $1,54:2 = 0,77 \text{ т}$, тем самым давая суммарную опрокидывающую силу, равную $2,77 \text{ т}$.

В примере 2 табл. 28 общая вертикальная сила инерции равняется $12,3 \text{ т}$, или $6,15 \text{ т}$ у конца рамы, что указывает на значительные преимущества двигателя, приведенного в примере 3. Во всяком случае неуравновешенные моменты оказывают меньшее влияние на возникновение колебаний, чем неуравновешенные силы инерции; и двигатель с незначительными неуравновешенными силами инерции, даже если неуравновешенные моменты имеют значительную величину, следует часто предпочесть двигателю, имеющему почти уравновешенные моменты, но зато большие неуравновешенные силы инерции.

Следует также помнить, что в примере 2 табл. 28 нагрузки от центробежной силы и сил инерции концентрировались в коренных подшипниках коленчатого вала, чего мы не имеем в примере 3.

ГЛАВА VI

ТРЕХЦИЛИНДРОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Неуравновешенный двигатель

Схема расположения кривошипов для трехцилиндрового двигателя указана в примере 5 табл. 28. Эта схема пригодна для двух- или четырехтактных двигателей простого или двойного действия. В четырехтактных двигателях простого действия вспышки следуют друг за другом через равные интервалы в 240° ; в двухтактных двигателях простого действия — через равные интервалы в 120° ; в двухтактных двигателях двойного действия — через равные интервалы в 60° и в четырехтактных двигателях двойного действия — через неравные интервалы.

Это расположение кривошипов непригодно для судовых двигателей простого действия, где имеет существенное значение возможность пуска двигателя из всех положений. Однако трехцилиндровые двигатели часто употребляются в качестве судовых вспомогательных двигателей.

При коленчатых валах с тремя кривошипами, расположенными под углами в 120° , силы инерции первого и второго порядков уравновешены. Это относится ко всем двигателям, имеющим три цилиндра. Моменты же сил первого и второго порядков не уравновешены.

Так как силы инерции первого и второго порядков уравновешены, то неуравновешенность двигателя всецело зависит от неуравновешен-

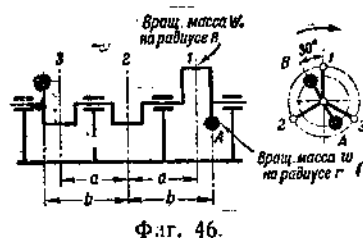
ных моментов. Величина же неуравновешенных вертикальных и горизонтальных моментов не зависит от положения плоскости, относительно которой вычислены моменты сил. Обычно бывает удобно все моменты брать относительно оси симметрии двигателя или оси цилиндра 2.

Противовесы

Неуравновешенный момент, возникающий благодаря вращающимся массам, может быть уравновешен противовесами, прикрепленными к щекам кривошипа и эквивалентными вращающимся массам каждого кривошипа. Это устраняет неуравновешенный горизонтальный момент и уменьшает величину неуравновешенного вертикального момента. Таким образом в примере 5 табл. 28 действие противовесов, прикрепленных к щекам кривошипов, уничтожает горизонтальный момент и уменьшает коэффициент вертикального момента с 0,00705 до 0,00427. Противовесы не влияют на уравновешенность сил инерции.

Неуравновешенный момент, возникающий благодаря вращающимся массам, может быть также уравновешен при помощи двух противовесов, расположенных, как указано на фиг. 46.

Система состоит из двух равных противовесов, прикрепленных к щекам кривошипов цилиндров 1 и 3 на расстоянии b от середины двигателя. Эти противовесы имеют массу w при радиусе r . Обозначая массу вращающихся частей каждого рабочего цилиндра через W , а радиус главного кривошипа — R при расстоянии между цилиндрами a ,



Фиг. 46.

будем иметь следующее взаимоотношение между $w \cdot r$ и $W \cdot R$. Для уравновешивания момента, возникающего благодаря вращающимся массам: $w \cdot r \cdot b = 0,866 W \cdot R \cdot a$. Расположение противовесов указано на фиг. 46.

Этот способ уравновешивания моментов, возникающих благодаря вращающимся массам, значительно проще уравновешивания при помощи противовесов, прикрепленных ко всем щекам кривошипов. Однако следует отметить, что этот способ уравновешивания вызывает большие деформации в системе двигателя, чем в том случае, когда каждый цилиндр уравновешивается отдельно. Однако нетрудно раму трехцилиндрового двигателя сделать настолько жесткой, чтобы иметь возможность воспринимать момент от противовесов без большой деформации.

Неуравновешенные вертикальные моменты первого порядка, возникающие благодаря поступательно движущимся массам, могут быть уравновешены только за счет нарушения уравновешенности в горизонтальной плоскости. Неуравновешенные вертикальные моменты второго порядка не могут быть уравновешены вращающимися противовесами, прикрепленными к щекам кривошипов.

Влияние вспомогательных механизмов

На фиг. 47 показан обычный способ приведения в движение вспомогательного механизма трехцилиндрового двигателя при помощи добавочного кривошипа, находящегося на свободном конце коленчатого вала.

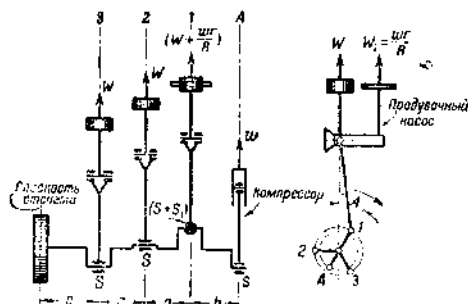
Добавочный кривошип расположен под углом 180° к соседнему главному кривошипу.

Так как горизонтальные и вертикальные силы инерции главных кривошипов уравновешены, то введение вспомогательного кривошипа вызовет нарушение уравновешенности двигателя в обеих плоскостях. Неуравновешенная сила инерции в горизонтальной плоскости может быть уравновешена при помощи противовесов, прикрепленных к щекам вспомогательного кривошипа; это одновременно устраняет момент, возникающий благодаря вращающимся массам вспомогательного кривошипа.

Вращающиеся массы добавочного кривошипа могут быть также уравновешены заливкой свинцом углублений, расположенных под углом 180° к пальцу добавочного кривошипа на маховике двигателя. При расположении маховика и добавочного кривошипа на противоположных концах коленчатого вала неуравновешенная сила инерции, возникающая благодаря вращающимся массам вспомогательного механизма, и общий неуравновешенный момент для всего двигателя могут быть уравновешены при помощи устройства, подобного показанному на фиг. 46, причем один из противовесов этой системы заменяется вращающейся массой

добавочного кривошипа, а другой — приливом на маховике двигателя. Общий неуравновешенный вертикальный момент уменьшается при этом расположении вспомогательного механизма за счет возникновения неуравновешенной вертикальной силы инерции вращающейся массы вспомогательного механизма.

На фиг. 47 также показан отличный способ уменьшения неуравновешенности трехцилиндрового двигателя при наличии



Фиг. 47.

двух вспомогательных механизмов. Один из вспомогательных механизмов приводится в движение при помощи траверсы от крейцкофа цилиндра 1, а другой — при помощи добавочного кривошипа, расположенного под углом 180° к главному кривошипу 1, предпочтительно на свободном конце коленчатого вала со стороны цилиндра 1 для разгрузки кривошипа вспомогательного механизма от крутящего момента двигателя. В двухтактных двигателях с продувочным насосом и воздушным компрессором последний должен приводиться вспомогательным кривошипом вследствие того, что работа привода воздушного компрессора тяжелее работы привода продувочного насоса.

Для исследования уравновешенности этой системы введем следующие обозначения:

W — вес поступательно движущихся частей рабочих цилиндров в тоннах;

w — вес поступательно движущихся частей компрессора в тоннах;

W_1 — вес поступательно движущихся частей продувочного насоса в тоннах;

S — вес вращающихся частей рабочего цилиндра в тоннах;

s — вес вращающихся частей компрессора в тоннах;
 S_1 — вес вращающихся частей (продувочного насоса), добавленных к кривошипу цилиндра I , в тоннах.
 (Отдельных вращающихся масс для продувочного насоса не имеется.)
 R — радиус главного кривошипа в метрах;
 r — радиус вспомогательного кривошипа в метрах;
 λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для рабочих цилиндров;
 λ_1 — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для компрессора;
 n — число оборотов в минуту;
 A — угол поворота кривошипа цилиндра I , измеренный от верхней мертвой точки.
 При вычислениях моменты взяты относительно плоскости вращения маховика.

Неуравновешенные вертикальные силы инерции

Для рабочих цилиндров неуравновешенных вертикальных сил инерции первого и второго порядков нет.

Неуравновешенные вертикальные силы инерции первого порядка, возникающие благодаря поступательно движущимся и вращающимся частям вспомогательных механизмов, будут уравновешены при следующих условиях:

1. Для поступательно движущихся масс:

$$W_1 = -\frac{w \cdot r}{R}.$$

2. Для вращающихся масс:

$$S_1 = -\frac{s \cdot r}{R}.$$

Тогда схема, поскольку это касается равновесия сил инерции, сводится к схеме, приведенной в примере 3 табл. 28, т. е. к двухколенчатой системе с кривошипами, смещенными относительно друг друга под углом 180° .

Горизонтальные силы инерции уравновешены, и неуравновешенными остаются только вертикальные силы инерции второго порядка. Максимальное значение неуравновешенной вертикальной силы инерции второго порядка имеет место, когда вспомогательный кривошип находится в верхней или нижней мертвых точках, и равно:

$$F = 0,00224 \cdot w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda$$

при условии, что отношения радиуса кривошипа к длине шатуна как для главного, так и для вспомогательного кривошипов равны λ .

Неуравновешенные вертикальные моменты первого порядка только для трех рабочих цилиндров:

Моменты сил взяты относительно плоскости вращения маховика.

Момент сил инерции масс цилиндра 1:

$$C_1 = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 (2a + c) \cdot \cos A.$$

Момент сил инерции цилиндра 2:

$$C_2 = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 (a + c) \cdot \cos (A + 240^\circ).$$

Момент сил инерции цилиндра 3:

$$C_3 = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot \cos (A + 120^\circ).$$

Общий неуравновешенный вертикальный момент для трех рабочих цилиндров:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 [(2a + c) \cdot \cos A + \\ + (a + c) \cdot \cos (A + 240^\circ) + c \cdot \cos (A + 120^\circ)];$$

$$\cos (A + 240^\circ) = \cos A \cdot \cos 240^\circ - \sin A \cdot \sin 240^\circ =$$

$$= -\frac{1}{2} \cos A + \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \sin A;$$

$$\cos (A + 120^\circ) = \cos A \cdot \cos 120^\circ - \sin A \cdot \sin 120^\circ =$$

$$= -\frac{1}{2} \cos A - \frac{\sqrt{3}}{3} \cdot \sin A.$$

Отсюда

$$C = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \left(\frac{3}{2} \cos A + \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \sin A \right) =$$

$$= 0,00168 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \left(\cos A + \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \sin A \right).$$

Следует отметить, что так как c не входит в вышеприведенное уравнение, то величина неуравновешенного вертикального момента первого порядка не зависит от положения плоскости, относительно которой взяты моменты сил.

Для нахождения максимального значения вертикального неуравновешенного момента напишем:

$$\frac{dC}{dA} = 0.$$

Если

$$u = \cos A,$$

то

$$\frac{du}{dA} = -\sin A.$$

Если же

$$u = \sin A,$$

то

$$\frac{du}{dA} = \cos A.$$

Отсюда:

$$\frac{dC}{dA} = 0,00168 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \left(-\sin A + \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \cos A \right).$$

При максимальном значении $-\sin A + \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \cos A = 0$,

отсюда

$$\frac{\sin A}{\cos A} = \operatorname{tg} A = \frac{1}{\sqrt{3}}.$$

Таким образом неуравновешенный вертикальный момент имеет максимальное значение, когда угол поворота кривошипа относительно верхней мертвой точки равен 30 или 210° .

Величину этого максимального момента можно найти путем подстановки в формулу значения для угла поворота кривошипа 30° . И таким образом максимальный неуравновешенный вертикальный момент первого порядка:

$$\begin{aligned} C_{\max} &= 0,00168 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \left(\cos 30^\circ + \frac{1}{\sqrt{3}} \sin 30^\circ \right) = \\ &= 0,00195 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.} \end{aligned}$$

Примечание. Если вращающиеся массы каждого кривошипа не уравновешены, то вертикальный момент первого порядка возникает под действием поступательно движущихся и вращающихся масс и W' в вышеприведенном уравнении является весом как поступательно движущихся, так и вращающихся частей каждого кривошипа. Если вращающиеся массы кривошипов уравновешены при помощи противовесов, прикрепленных к щекам кривошипов, то вертикальные неуравновешенные моменты, возникающие благодаря вращающимся массам, отсутствуют и W' в вышеприведенном уравнении является весом только поступательно движущихся частей, выраженным в тоннах.

Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка только для трех рабочих цилиндров:

В уравнении

$$F = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot (\cos A + \lambda \cdot \cos 2A)$$

член $0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2A$ представляет собой силы инерции второго порядка.

Вычисляя моменты сил инерции относительно плоскости вращения маховика, будем иметь:

Неуравновешенный момент второго порядка для цилиндра 1:

$$C_1 = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda (2a + c) \cdot \cos 2A.$$

Неуравновешенный момент второго порядка для цилиндра 2:

$$C_2 = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda (a + c) \cdot \cos 2(A + 240^\circ).$$

Неуравновешенный момент второго порядка для цилиндра 3:

$$C_3 = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot c \cdot \cos 2(A + 120^\circ).$$

Так как

$$\cos 2(A + 240^\circ) = \cos 2A \cdot \cos 480^\circ - \sin 2A \cdot \sin 480^\circ =$$

$$= -\frac{1}{2} \cos 2A - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2A.$$

$$\cos 2(A + 120^\circ) = \cos 2A \cdot \cos 240^\circ - \sin 2A \cdot \sin 240^\circ =$$

$$= -\frac{1}{2} \cos 2A + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2A.$$

Следовательно, суммарный момент второго порядка:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \left[(2a + c) \cdot \cos 2A + \right.$$

$$+ (a + c) \left(-\frac{1}{2} \cos 2A - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2A \right) +$$

$$\left. + c \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2A - \frac{1}{2} \cos 2A \right) \right] =$$

$$= 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \left(\frac{3}{2} \cos 2A - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2A \right) =$$

$$= 0,00168 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \cdot \left(\cos 2A - \frac{1}{\sqrt{3}} \sin 2A \right).$$

Вследствие того что c не входит в вышеприведенное уравнение, величина моментов второго порядка не зависит от положения плоскости, относительно которой взяты моменты.

Для нахождения максимального значения момента второго порядка найдем $\frac{dc}{dA}$ и приравняем ее нулю.

Обозначим $2A = B$.

Тогда

$$C = 0,00168 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \left(\cos B - \frac{1}{\sqrt{3}} \sin B \right).$$

$$\frac{dC}{dB} = 0,00168 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \left(-\sin B - \frac{1}{\sqrt{3}} \cos B \right).$$

При максимальном значении

$$\frac{dC}{dB} = 0,00168 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \left(-\sin B - \frac{1}{\sqrt{3}} \cos B \right) = 0,$$

$$\sin B - \frac{1}{\sqrt{3}} \cos B = 0,$$

$$\frac{\sin B}{\cos B} = \operatorname{tg} B = \frac{1}{\sqrt{3}},$$

где

$$B = 2A.$$

Следовательно, максимальное значение момента второго порядка имеет место, когда кривошип 1 повернут на угол 75, 165, 255 или 345° от верхней мертвой точки.

Максимальное значение момента второго порядка можно получить, подставляя величины этих углов в вышеприведенное уравнение.

$$\begin{aligned} C &= 0,00168 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \cdot \left(\cos 2A - \frac{1}{\sqrt{3}} \sin 2A \right) = \\ &= 0,00168 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \cdot \left(\cos 150^\circ - \frac{1}{\sqrt{3}} \sin 150^\circ \right) = \\ &= 0,00195 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \text{ тоннометров,} \end{aligned}$$

где W — вес поступательно движущихся частей одного цилиндра.

Неуравновешенный вертикальный момент первого порядка при применении вспомогательных механизмов

Величина вертикального момента первого порядка только для рабочих цилиндров, как уже было найдено ранее, равна

$$C = 0,00168 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \left(\cos A + \frac{1}{\sqrt{3}} \sin A \right).$$

Момент, возникающий благодаря вспомогательному механизму, взятый относительно плоскости вращения маховика

1. Момент, возникающий благодаря силам инерции компрессора, приводимого в движение от кривошипа:

$$C_4 = 0,00112 w' \cdot r \cdot n^2 \cdot (2a + b + c) \cdot \cos(A + 180^\circ).$$

Так как

$$\cos(A + 180^\circ) = \cos A \cdot \cos 180^\circ - \sin A \cdot \sin 180^\circ = -\cos A,$$

то

$$C_4 = 0,00112 w' \cdot r \cdot n^2 \cdot (2a + b + c) \cdot \cos A.$$

2. Момент сил инерции продувочного насоса, приводимого в движение от крейцкофа:

$$C_5 = 0,00112 w' \cdot \frac{r}{R} \cdot R \cdot n^2 \cdot (a + c) \cdot \cos A = \\ = 0,00112 w' \cdot r \cdot n^2 (2a + c) \cdot \cos A.$$

Следовательно, суммарный неуравновешенный вертикальный момент первого порядка при применении вспомогательных механизмов:

$$C = 0,00168 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \left(\cos A + \frac{1}{\sqrt{3}} \sin A \right) + \\ + 0,00112 w' \cdot r \cdot n^2 [(2a + c) \cdot \cos A - (2a + b + c) \cdot \cos A] = \\ = 0,00168 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \left(\cos A + \frac{1}{\sqrt{3}} \sin A \right) - (0,00112 w' \cdot r \cdot n^2 \cdot b \cdot \cos A) = \\ = 0,00168 n^2 \left[W' \cdot R \cdot a \cdot \left(\cos A + \frac{1}{\sqrt{3}} \sin A \right) - (0,67 w' \cdot r \cdot b \cdot \cos A) \right].$$

Обычно вес и размеры вспомогательного механизма выражаются через вес и размеры главного кривошипного механизма соотношениями:

$$w' = 0,6 W; \quad r = 0,75 R; \quad b = 1,1 a,$$

т. е.

$$w' \cdot r \cdot b = 0,5 W' \cdot R \cdot a.$$

Подставляя полученное соотношение в уравнение для суммарного момента первого порядка, находим:

$$C = 0,00168 n^2 \left[W' \cdot R \cdot a \cdot \left(\cos A + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{1}{\sqrt{3}} \sin A \right) - (0,67 \cdot 0,5 \cdot W' \cdot R \cdot a \cdot \cos A) \right] = \\ = 0,00168 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \left(\frac{2}{3} \cos A + \frac{1}{\sqrt{3}} \sin A \right) = \\ = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \left(\cos A + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin A \right).$$

При максимальном значении $\frac{dC}{dA} = 0$,

т. е.

$$\frac{dC}{dA} = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \left(-\sin A + \frac{\sqrt{3}}{2} \cos A \right) = 0;$$

отсюда

$$-\sin A + \frac{\sqrt{3}}{2} \cos A = 0, \\ \frac{\sin A}{\cos A} = \operatorname{tg} A = \frac{\sqrt{3}}{2}.$$

Следовательно, максимальное значение вертикального момента первого порядка имеет место, когда $A = 40^\circ 54'$ или $220^\circ 54'$.

Величина максимального неуравновешенного вертикального момента при применении вспомогательных механизмов равна таким образом:

$$C_{\max} = 0,00112 W'' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \left(\cos 40^\circ 54' + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 40^\circ 54' \right) = \\ = 0,00148 W'' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Эту величину интересно сравнить с максимальной величиной неуравновешенного вертикального момента первого порядка одних только рабочих цилиндров, а именно:

$$C_{\max} = 0,00195 W'' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Таким образом при обычных размерах вспомогательных механизмов максимальная величина неуравновешенного вертикального момента первого порядка уменьшается приблизительно на 25% за счет уравновешивающего влияния масс вспомогательных механизмов.

Итак,

$$C_{\max} = W'' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot K \text{ тоннометров,}$$

где W'' — вес поступательно движущихся и вращающихся частей одного рабочего цилиндра в тоннах, если вращающиеся массы каждого кривошипа не уравновешены, или же

W' — вес только поступательно движущихся частей рабочего цилиндра в тоннах, если вращающиеся массы каждого кривошипа уравновешены;

R — радиус кривошипа в метрах;

a — расстояние между осями рабочих цилиндров;

K — коэффициент момента из табл. 33;

w'' — вес поступательно движущихся и вращающихся частей вспомогательного цилиндра в тоннах, если вращающиеся массы вспомогательного кривошипа не уравновешены, или же

w' — вес только поступательно движущихся частей вспомогательного цилиндра в тоннах, если вращающиеся массы вспомогательного кривошипа уравновешены.

Величины коэффициента момента K для различных отношений $\frac{w' \cdot r \cdot b}{W'' \cdot R \cdot a}$

даны в табл. 33.

Угол A измерен от верхней мертвой точки до положения кривошипа 1, в котором вертикальный неуравновешенный момент имеет максимальное значение.

Наибольшее уменьшение суммарного вертикального неуравновешенного момента первого порядка при этом способе уравновешивания может быть получено, когда $\frac{w' \cdot r \cdot b}{W'' \cdot R \cdot a} = \frac{3}{2}$. При этом значении отношения суммарный неуравновешенный вертикальный момент равняется половине величины неуравновешенного вертикального момента трехци-

Коэффициенты момента K

Отношение $\frac{w' \cdot r \cdot b}{W' \cdot R \cdot a}$	Угол A	K
Без вспомогательного механизма	30°0'	0,00195
$\frac{1}{4}$	34°48'	0,00168
$\frac{1}{2}$	40°54'	0,00148
$\frac{3}{4}$	49°14'	0,00129
1	60°0'	0,00112
$1\frac{1}{2}$	90°0'	0,00099
2	120°0'	0,00112
3	150°0'	0,00129

линдрового двигателя без вспомогательных механизмов. Однако на практике вес движущихся частей вспомогательного механизма никогда не бывает настолько велик, чтобы выполнялось условие $\frac{w' \cdot r \cdot b}{W' \cdot R \cdot a} = \frac{3}{2}$.

Неуравновешенный момент второго порядка при применении вспомогательных механизмов

Так как силы инерции второго порядка, возникающие благодаря вспомогательным механизмам, не уравновешены, то имеется также неуравновешенный момент второго порядка, величина которого изменяется в зависимости от положения плоскости отсчета.

Величина этого неуравновешенного вертикального момента второго порядка относительно плоскости, проходящей через ось цилиндра 2, выразится следующим образом:

$$C = 0,00168 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \left(\cos 2A - \frac{1}{\sqrt{3}} \sin 2A \right) + \\ + 0,00112 \cdot w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda_1 \cdot (2a + b) \cos 2A.$$

Этот момент увеличивается по мере увеличения отношения $\frac{w \cdot r \cdot b}{W \cdot R \cdot a}$

и почти удваивается, когда оно становится равным 0,5.

Поэтому этот способ уравновешивания двигателя уменьшает величины неуравновешенных моментов первого порядка за счет возникновения неуравновешенных сил инерции второго порядка и увеличения неуравновешенного момента второго порядка. Таким образом этот способ пригоден только для тихоходных двигателей, где уравновешивание сил инерции первого порядка имеет большое значение. В быстроходных двигателях такое увеличение неуравновешенных сил инерции второго порядка недопустимо.

Неуравновешенные горизонтальные силы инерции

Горизонтальные силы инерции уравниваются, если вес вращающихся частей кривошипа I , расположенного под углом 180° к вспомогательному кривошипу, увеличивается на величину S_1 , которая имеет следующее значение:

$$S_1 = \frac{s \cdot r}{R},$$

где s — вес вращающихся частей вспомогательного кривошипа.

Неуравновешенные горизонтальные моменты

Горизонтальные моменты полностью уравниваются, если к каждому кривошипу будут прикреплены противовесы, уравнивающие вращающиеся массы кривошипов. При отсутствии подобных противовесов горизонтальный момент можно уменьшить при помощи добавления вспомогательного кривошипа, как изложено ниже.

Горизонтальный момент для системы, состоящей только из трех рабочих цилиндров

Моменты взяты относительно плоскости вращения маховика.
Момент для цилиндра 1:

$$C_1 = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot (2a + c) \cdot \sin A.$$

Момент для цилиндра 2:

$$C_2 = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot (a + c) \cdot \sin (A + 240^\circ).$$

Момент для цилиндра 3:

$$C_3 = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot c \cdot \sin (A + 120^\circ).$$

Общий неуравновешенный момент:

$$\begin{aligned} C &= 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot [(2a + c) \cdot \sin A + \\ &+ (a + c) \sin (A + 240^\circ) + c \cdot \sin (A + 120^\circ)]; \\ \sin (A + 240^\circ) &= \sin A \cdot \cos 240^\circ + \cos A \cdot \sin 240^\circ = \\ &= -\frac{1}{2} \sin A - \frac{\sqrt{3}}{2} \cos A. \\ \sin (A + 120^\circ) &= \sin A \cdot \cos 120^\circ + \cos A \cdot \sin 120^\circ = \\ &= -\frac{1}{2} \sin A + \frac{\sqrt{3}}{2} \cos A. \end{aligned}$$

Отсюда:

$$C = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \left(\frac{3}{2} \sin A - \frac{\sqrt{3}}{2} \cos A \right) =$$

$$= 0,00168 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \left(\sin A - \frac{1}{\sqrt{3}} \cos A \right);$$

$$\frac{dC}{dA} = 0,00168 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \left(\cos A + \frac{1}{\sqrt{3}} \sin A \right).$$

При максимальном значении момента:

$$\frac{dC}{dA} = 0,$$

т. е.,

$$\cos A + \frac{1}{\sqrt{3}} \sin A = 0,$$

$$\frac{\sin A}{\cos A} = \operatorname{tg} A = -\sqrt{3}.$$

Следовательно, максимального значения момент только от рабочих цилиндров достигает тогда, когда $A = 120^\circ$ или 300° , т. е. когда кривошип 2 находится в верхней мертвой точке. Момент тогда выражается следующим образом:

$$C_{\max} = 0,00168 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \left(\sin 120^\circ - \frac{1}{\sqrt{3}} \cos 120^\circ \right);$$

$$C_{\max} = 0,00195 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Надо отметить, что горизонтальный неуравновешенный момент равен по своей величине неуравновешенному вертикальному моменту первого порядка, возникающему благодаря поступательно движущимся массам, при условии, что вес поступательно движущихся частей равен весу вращающихся частей. Однако между этими моментами существует сдвиг фаз в 90° .

Горизонтальные неуравновешенные силы инерции и моменты второго порядка отсутствуют.

Неуравновешенный горизонтальный момент при применении вспомогательных механизмов может быть определен тем же способом, как и вертикальный, и равен:

$$C = 0,00168 n^2 \left[S \cdot R \cdot a \left(\sin A - \frac{1}{\sqrt{3}} \cos A \right) - \frac{2}{3} s \cdot r \cdot b \cdot \sin A \right],$$

где S — вес вращающихся частей главного кривошипа в тоннах;

s — вес вращающихся частей вспомогательного кривошипа в тоннах.

Если $s \cdot r \cdot b = 0,5 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a$, то максимальное значение неуравновешенного горизонтального момента наступает при угле поворота кривошипа, равном $136^\circ 54'$ или $310^\circ 54'$.

$$C_{\max} = 0,00148 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Таким образом значение максимального горизонтального момента, так же как и вертикального, уменьшается почти на 25%.

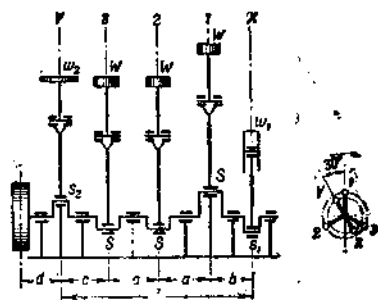
Для определения максимальных значений горизонтальных моментов при различных других величинах отношения $\frac{s \cdot r \cdot b}{S \cdot R \cdot a}$ можно пользоваться табл. 33 для неуравновешенных вертикальных моментов первого порядка.

На фиг. 48 показан для трехцилиндровых двигателей другой способ приведения в движение вспомогательных механизмов посредством добавочных кривошипов. В этом случае на каждом конце коленчатого вала расположены добавочные кривошипы. Углы смещения добавочных кривошипов по отношению к главным кривошипам указаны на фиг. 48. Воздушный компрессор в двухтактных двигателях лучше располагать на свободном конце вала, так как компрессор нагружает вал сильнее, чем насос. В этом случае крутящий момент двигателя передается через менее нагруженный кривошип продувочного насоса.

При помощи подбора веса движущихся частей вспомогательных механизмов возможно уравновесить вертикальные и горизонтальные силы инерции, горизонтальные моменты и вертикальные моменты первого порядка.

При этой схеме устройства остаются неуравновешенными только небольшая сила инерции второго порядка в вертикальной плоскости, возникающая благодаря вспомогательным кривошипам, и небольшой вертикальный момент второго порядка.

Величины этих неуравновешенных сил инерции и момента могут быть вычислены следующим образом.



Фиг. 48.

Неуравновешенные силы инерции

В рабочих цилиндрах нет неуравновешенных сил инерции первого и второго порядков.

В двигателе с вспомогательными механизмами, как указано на фиг. 48, с расположением вспомогательных кривошипов под углом 180° друг к другу силы инерции первого порядка уравновешены, если

$$w_1 \cdot r_1 = w_2 \cdot r_2$$

и

$$s_1 \cdot r_1 = s_2 \cdot r_2,$$

причем w_1 и w_2 являются весами поступательно движущихся частей вспомогательных цилиндров; s_1 и s_2 — соответственными весами вращающихся частей, а r_1 и r_2 — радиусами вспомогательных кривошипов.

Неуравновешенной остается вертикальная сила инерции второго порядка, возникающая благодаря отклонению (конечной длине) шатунов вспомогательных механизмов. Максимальное значение этой силы имеет

место при положении вспомогательных кривошипов в мертвых точках и может быть вычислено по следующей формуле:

$$F = 0,00112 w_1 \cdot r_1 \cdot n^2 \cdot \lambda_1 + 0,00112 w_2 \cdot r_2 \cdot n^2 \cdot \lambda_2,$$

но так как

$$w_1 \cdot r_1 = w_2 \cdot r_2 = w \cdot r,$$

если уравновешены силы инерции первого порядка, и положив, что $\lambda_1 = \lambda_2$, преобразуем эту формулу в следующий вид:

$$F = 0,00224 w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda \text{ тонн},$$

где w — выражено в тоннах;

r — " в метрах;

n — число оборотов в минуту;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для вспомогательных цилиндров.

Неуравновешенные вертикальные моменты первого порядка

Неуравновешенный вертикальный момент первого порядка только для трех рабочих цилиндров, как ранее упоминалось, может быть выражен следующим образом:

$$C = 0,00168 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \left(\cos A + \frac{1}{\sqrt{3}} \sin A \right).$$

Вертикальный момент первого порядка, возникающий благодаря вспомогательному механизму X :

$$C_x = 0,00112 w'_1 \cdot r_1 \cdot n^2 [(2a + b + c + d) \cdot \cos(A + 150^\circ);$$

$$\cos(A + 150^\circ) = \cos A \cdot \cos 150^\circ - \sin A \cdot \sin 150^\circ =$$

$$= -\frac{\sqrt{3}}{2} \cos A - \frac{1}{2} \sin A,$$

Отсюда:

$$C_x = -0,00112 w'_1 \cdot r_1 \cdot n^2 [(2a + b + c + d) \left(\frac{1}{2} \sin A + \frac{\sqrt{3}}{2} \cos A \right)].$$

Вертикальный момент первого порядка, возникающий благодаря вспомогательному механизму Y :

$$C_y = 0,00112 w'_2 \cdot r_2 \cdot n^2 \cdot d \cdot \cos(A + 330^\circ);$$

$$\cos(A + 330^\circ) = \cos A \cdot \cos 330^\circ - \sin A \cdot \sin 330^\circ = \frac{\sqrt{3}}{2} \cos A + \frac{1}{2} \sin A.$$

Отсюда:

$$C_y = 0,00112 \omega_2' \cdot r_2 \cdot n^2 \cdot d \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \cos A + \frac{1}{2} \sin A \right).$$

то для уравнивания сил инерции $\omega_1' \cdot r_1 = \omega_2' \cdot r_2 = \omega' \cdot r$; следовательно, суммарный вертикальный момент первого порядка:

$$C = \left[0,00168 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \left(\cos A + \frac{1}{\sqrt{3}} \sin A \right) \right] - \\ - \left[0,00112 \omega' \cdot r \cdot n^2 \left(a + \frac{b}{2} + \frac{c}{2} \right) \left(\sqrt{3} \cdot \cos A + \sin A \right) \right].$$

При уравнивании вертикального момента $C = 0$.

Отсюда:

$$0,00097 \omega' \cdot R \cdot n^2 \cdot a (\sin A + \sqrt{3} \cdot \cos A) = \\ = [0,00112 W \cdot r \cdot n^2 \left(a + \frac{b}{2} + \frac{c}{2} \right) (\sin A + \sqrt{3} \cdot \cos A)],$$

или

$$\frac{\omega' \cdot r \cdot l}{W' \cdot R \cdot a} = \sqrt{3},$$

где l — расстояние между вспомогательными кривошипами — равняется

$$(2a + b + c).$$

Примечание. В вышеприведенных уравнениях W' , ω_1' и ω_2' обозначают веса поступательно движущихся и вращающихся частей при отсутствии противовесов, прикрепленных к щекам кривошипов, или веса только поступательно движущихся частей, если вращающиеся части уравновешены.

При помощи вычислений, подобных вышеприведенным, можно доказать, что неуравновешенный горизонтальный момент можно уравновесить, если

$$\frac{s \cdot r \cdot l}{S \cdot R \cdot a} = \sqrt{3},$$

причем $S \cdot R$ и $s \cdot r$ взяты соответственно для вращающихся масс главного и вспомогательного кривошипов.

Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка

Это есть единственный неуравновешенный момент, действующий на двигатель, и так как имеется также неуравновешенная вертикальная сила инерции второго порядка, то величина момента будет зависеть от расположения плоскости, относительно которой подсчитаны моменты.

Центр тяжести двигателя будет находиться приблизительно в плоскости, проходящей через ось цилиндра 2. Относительно этой плоскости и подсчитываются все моменты.

Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка, возникающий только благодаря трем рабочим цилиндрам, как уже было указано, выражается следующим образом:

$$C = 0,00168 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \cdot \left(\cos 2A - \frac{1}{\sqrt{3}} \sin 2A \right).$$

Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка, возникающий благодаря вспомогательному механизму X. Момент подсчитан относительно плоскости, проходящей через ось цилиндра 2:

$$\begin{aligned} C_x &= 0,00112 \omega_1 \cdot r_1 \cdot n^2 \cdot \lambda_1 \cdot (a+b) \cdot \cos 2(A+150^\circ), \\ \text{но} \quad \cos 2(A+150^\circ) &= \cos 2A \cdot \cos 300^\circ - \sin 2A \cdot \sin 300^\circ = \\ &= \frac{1}{2} \cos 2A + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2A; \end{aligned}$$

отсюда

$$C_x = 0,00112 \omega_1 \cdot r_1 \cdot n^2 \cdot \lambda_1 \cdot (a+b) \left(\frac{1}{2} \cos 2A + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2A \right).$$

Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка, возникающий благодаря вспомогательному механизму Y. Момент подсчитан относительно плоскости, проходящей через ось цилиндра 2:

$$\begin{aligned} C_y &= 0,00112 \omega_2 \cdot r_2 \cdot n^2 \cdot \lambda_2 \cdot [-(a+c) \cdot \cos (2A+330^\circ)], \\ \text{но} \quad \cos 2(A+330^\circ) &= \cos 2A \cdot \cos 660^\circ - \sin 2A \cdot \sin 660^\circ = \\ &= \frac{1}{2} \cos 2A + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2A; \end{aligned}$$

отсюда:

$$C_y = 0,00112 \omega_2 \cdot r_2 \cdot n^2 \cdot \lambda_2 \cdot \left[-(a+c) \left(\frac{1}{2} \cos 2A + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2A \right) \right].$$

Примечание. $(a+c)$ для вспомогательного механизма Y является величиной отрицательной, так как отложено в другом направлении от плоскости отсчета по сравнению со случаем X.

Для равновесия сил инерции первого порядка $\omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2 = \omega \cdot r$; положим, что $\lambda_1 = \lambda_2$.

Тогда суммарный вертикальный момент второго порядка

$$\begin{aligned} C &= 0,00168 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \left(\cos 2A - \frac{1}{\sqrt{3}} \sin 2A \right) + \\ &+ 0,00112 \omega \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda_1 (a+b) \left(\frac{1}{2} \cos 2A + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2A \right) - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -0,00112 \omega \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda_1 (a+c) \left(\frac{1}{2} \cos 2A + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2A \right) = \\
& = \left[0,00168 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \left(\cos 2A - \frac{1}{\sqrt{3}} \sin 2A \right) + \right. \\
& \left. + 0,00056 \omega \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda_1 (b-c) \left(\cos 2A + \sqrt{3} \cdot \sin 2A \right) \right].
\end{aligned}$$

Примечание. Из вышеприведенного окончательного уравнения видно, что неуравновешенный момент второго порядка, возникающий благодаря вспомогательным кривошипам, исчезает при $b=c$, т. е. когда вспомогательные механизмы расположены симметрично относительно оси цилиндра 2. В этом случае максимальный неуравновешенный вертикальный момент возникает только благодаря движущимся массам рабочих цилиндров и имеет место, когда кривошип 1 отстоит на угол 75, 165, 255 или 345° от верхней мертвой точки. Величина этого момента следующая:

$$C_{\max} = 0,00195 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda \text{ тоннометров.}$$

На практике, так как вспомогательные кривошипы располагаются почти симметрично, неуравновешенный вертикальный момент второго порядка (под действием движущихся масс вспомогательных кривошипов) столь незначителен, что величиной его можно пренебречь.

Вспомогательные двигатели четырехвинтового пассажирского теплохода „Bergruda“, построенного в 1927 г. и являющегося одним из наиболее крупных пассажирских теплоходов, уравновешены при помощи вышеописанного способа¹.

На этом теплоходе электрическая энергия для всех нужд вырабатывается четырьмя динамомашинными постоянного тока, 300 квт фирмы General Electric Co, которые непосредственно соединены с четырьмя трехцилиндровыми двухтактными двигателями Дизеля мощностью по 450 л. с. фирмы Fiat. Один из этих двигателей показан на фиг. 49, на которой видно, что двигатель состоит, подобно схеме, изображенной на фиг. 48, из трех рабочих цилиндров, продувочного насоса низкого давления, расположенного на стороне маховика, и компрессора высокого давления для подачи форсуночного воздуха, расположенного на противоположном конце коленчатого вала. Кривошипы для привеления в движение продувочного насоса и компрессора расположены под углом 180° друг к другу, а расположение их относительно трех рабочих цилиндров соответствует показанному на фиг. 48. Вес и расположение движущихся частей тщательно продуманы для возможного уменьшения неуравновешенных сил и моментов сил инерции.

Нижеприведенный разбор расчета, основанного на изложенных выше принципах, представляет собой поэтому особый интерес и служит примером практического применения формул уравновешивания трехцилиндровых двигателей.

Главные характеристики этого двигателя с применением обозначений, ранее употреблявшихся для фиг. 48, приведены ниже:

Число рабочих цилиндров—3.

¹ См. „The Motor Ship“, январь 1928, стр. 354.

Диаметр рабочих цилиндров—400 мм.

Ход поршня рабочих цилиндров—500 мм.

Эффективная мощность—450 л. с.

n —число оборотов в минуту, 250.

W —вес поступательно движущихся частей одного рабочего цилиндра 0,595 т,

w_1 —вес поступательно движущихся частей воздушного компрессора 0,325 т,

w_2 —вес поступательно движущихся частей продувочного насоса 0,295 т,

S —вес вращающихся частей одного рабочего цилиндра, 0,442 т,

s_1 —вес вращающихся частей воздушного компрессора, 0,240 т,

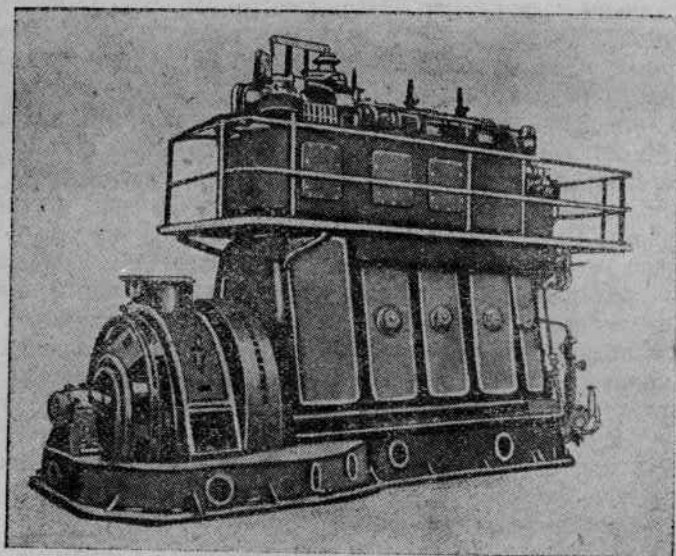
s_2 —вес вращающихся частей продувочного насоса, 0,219 т,

R —радиус кривошипа рабочего цилиндра, 250 мм,

r_1 —радиус кривошипа цилиндра компрессора, 210 мм,

r_2 —радиус кривошипа цилиндра продувочного насоса 232 мм,

λ —отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для рабочих цилиндров, равное $\frac{1}{4}$,



Фиг. 49. Уравновешенный трехцилиндровый дизель мощностью в 450 л. с. для подачи дополнительной энергии на судне „Бермуда“.

λ_1 —отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для компрессора, равное $\frac{1}{4,5}$.

λ_2 — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для продувочного насоса, равное $\frac{1}{4,5}$.

$$\left. \begin{aligned} a &= 780 \text{ мм} \\ b &= 630 \text{ мм} \\ c &= 765 \text{ мм} \\ l &= (2a + b + c) = 2955 \text{ мм} \end{aligned} \right\} \text{ см. фиг. 48.}$$

Отсюда находим:

1. Только для трех рабочих цилиндров. Неуравновешенные вертикальные и горизонтальные силы инерции первого порядка.

Для одних только трех рабочих цилиндров силы инерции первого и второго порядков уравновешены.

Неуравновешенный вертикальный момент первого порядка:

$$C_{\max} = 0,00195 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров,}$$

где $W' = (W + S)$, так как вращающиеся части каждого цилиндра не уравновешены вращающимися противовесами, т. е.

$$C_{\max} = 0,00195 (0,595 + 0,442) 0,25 \cdot 250^2 \cdot 0,78 = 24,5 \text{ тоннометров}$$

Неуравновешенный горизонтальный момент:

$$C_{\max} = 0,00195 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров;}$$

$$C_{\max} = 0,00195 \cdot 0,442 \cdot 0,25 \cdot 250^2 \cdot 0,78 = 10,5 \text{ тоннометров.}$$

Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка:

$$C_{\max} = 0,00195 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \text{ тоннометров;}$$

$$C_{\max} = 0,00195 \cdot 0,595 \cdot 0,25 \cdot 250^2 \frac{0,78}{4} = 3,52 \text{ тоннометра.}$$

2. Для двигателя с вспомогательными механизмами. Силы инерции первого порядка:

В этом случае

$$w_1 \cdot r_1 = 0,325 \cdot 0,21 = 0,0682;$$

$$w_2 \cdot r_2 = 0,295 \cdot 0,231 = 0,0682;$$

$$s_1 \cdot r_1 = 0,240 \cdot 0,21 = 0,0505;$$

$$s_2 \cdot r_2 = 0,219 \cdot 0,231 = 0,0505,$$

т. е.

$$w_1 \cdot r_1 = w_2 \cdot r_2 = w \cdot r = 0,0682;$$

$$s_1 \cdot r_1 = s_2 \cdot r_2 = s \cdot r = 0,0505.$$

Таким образом вертикальные и горизонтальные силы инерции первого порядка для двигателя с вспомогательными механизмами уравновешены.

Вертикальные силы инерции второго порядка:

$$F = 0,00224 w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda_1 = 0,00224 \cdot 0,0682 \frac{250^2}{4,5} = 2,12 \text{ т.}$$

Вертикальные и горизонтальные моменты первого порядка.
В этом случае:

$$\frac{w \cdot r \cdot l}{W \cdot R \cdot a} = \frac{0,0682 \cdot 2,955}{0,595 \cdot 0,25 \cdot 0,78} = 1,740$$

и

$$\frac{s \cdot r \cdot l}{S \cdot R \cdot a} = \frac{0,0505 \cdot 2,955}{0,442 \cdot 0,25 \cdot 0,78} = 1,736.$$

Для уравнивания вертикального и горизонтального моментов первого порядка нужно, чтобы

$$\frac{w \cdot r \cdot l}{W \cdot R \cdot a} = \frac{s \cdot r \cdot l}{S \cdot R \cdot a} = \sqrt{3} = 1,732,$$

что почти соответствует действительным величинам.

Поэтому вертикальные и горизонтальные моменты первого порядка отсутствуют.

Вертикальный момент второго порядка:

$$\begin{aligned} C = & \left[0,00168 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \left(\cos 2 A - \frac{1}{\sqrt{3}} \sin 2 A \right) + \right. \\ & \left. + 0,00056 w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda_1 (b - c) \left(\cos 2 A + \sqrt{3} \sin 2 A \right) \right] = \\ = & \left[0,00168 \cdot 0,595 \cdot 0,25 \cdot 250^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot 0,78 \left(\cos 2 A - \frac{1}{\sqrt{3}} \sin 2 A \right) + \right. \\ & \left. + 0,00056 \cdot 0,0682 \cdot 250^2 \cdot \frac{1}{4,5} (0,63 - 0,765) (\cos 2 A + \right. \\ & \left. + \sqrt{3} \sin 2 A) \right] = \left[3,04 \left(\cos 2 A - \frac{1}{\sqrt{3}} \sin 2 A \right) - \right. \\ & \left. - 0,071 (\cos 2 A + \sqrt{3} \sin 2 A) \right] = 2,97 \cos 2 A - 1,88 \sin 2 A. \end{aligned}$$

Для нахождения максимального значения

$$\frac{dC}{dA} = 0,$$

т. е.

$$\frac{dC}{dA} = -5,94 \sin 2 A - 3,76 \cos 2 A = 0,$$

или

$$\operatorname{tg} 2 A = -\frac{3,76}{5,94} = -0,6328;$$

$$2A = 147^{\circ}40';$$

$$A = 73^{\circ}50'.$$

Следовательно, максимальное значение неуравновешенного вертикального момента сил инерции второго порядка наступает при повороте пальца кривошипа цилиндра 1 на угол $73^{\circ}50'$ от верхней мертвой точки и равно:

$$C_{\max} = 2,97 \cos 147^{\circ}40' - 1,88 \sin 147^{\circ}40' = -(2,97 \cdot 0,845 + \\ + 1,88 \cdot 0,535) = -3,52 \text{ тоннометра.}$$

В нижеследующей таблице сведены все вышеприведенные вычисления. Эта таблица показывает, что наличие вспомогательных механизмов значительно уменьшает величины максимальных неуравновешенных сил и моментов сил инерции. Этот способ уравнивания в эксплуатации дал вполне удовлетворительные результаты; не было жалоб даже на незначительные вибрации.

Таблица 33а

Силы инерции и моменты сил инерции	Рабочие цилиндры без вспомогательных механизмов		Со вспомогательными механизмами, как на фиг. 48	
	Первого порядка	Второго порядка	Первого порядка	Второго порядка
Вертикальная сила инерции	Нет	Нет	Нет	2,12
Горизонтальная сила инерции	„	„	„	Нет
Вертикальный момент	24,5	3,52	Нет	3,5
Горизонтальный момент	10,5	Нет	„	Нет

Силы инерции—в тоннах, а моменты—в тоннометрах.

Сравнение расчетов для трехцилиндровых двигателей

1. Нормальный двигатель без специальных устройств для уравнивания. Расположение кривошипов соответствует указанному в примере 5 табл. 28.

Двигатель—простого действия. Размеры двигателя: диаметр—304,8 мм, ход—457,2 мм, число оборотов в минуту равно 200 (см. табл. 7).

Вертикальных и горизонтальных неуравновешенных сил инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,00705 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 5,9 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтальный момент:

$$0,0029 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 2,4 \text{ тоннометра.}$$

2. То же, но вращающиеся части для каждого кривошипа уравновешены.

Вертикальных и горизонтальных сил инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,00426 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 3,56 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтального момента нет.

3. Трехцилиндровый двигатель— с вспомогательными механизмами, расположенными по фиг. 48. При указанных размерах цилиндров двигателя (диаметр—305 мм и ход—457 мм) расстояние между цилиндрами может быть выбрано в 610 мм. Предположим также, что расстояние между осью рабочего цилиндра 1 и осью соседнего с ним вспомогательного цилиндра равно расстоянию между осью цилиндра 3 и соседнего с ним вспомогательного механизма.

Можно предположить, что $w \cdot r$ для вспомогательных кривошипов равно $\frac{w \cdot r}{2}$ для кривошипов рабочих цилиндров, что соответствует обычным в практике данным.

В этом двигателе неуравновешенными являются: вертикальная сила инерции второго порядка и вертикальный момент второго порядка.

Так как расстояния между осями вспомогательных цилиндров и смежных с ними рабочих цилиндров равны, то никаких неуравновешенных моментов второго порядка от вспомогательных механизмов не имеется. Неуравновешенный момент второго порядка возникает только благодаря поступательно движущимся массам рабочих цилиндров.

Неуравновешенный вертикальный момент сил инерции второго порядка:

$$F = 0,00224 w \cdot r \cdot n^2 \lambda_1.$$

Предполагается, что

$$w \cdot r = \frac{w \cdot r}{2}.$$

$$w \cdot r = \frac{1}{2} 0,3 \cdot 0,229 = 0,0343.$$

$$n = 200 \text{ об/мин.}$$

$$n^2 = 40\,000.$$

λ_1 — т. е. отношение радиуса кривошипа к длине шатуна—может быть принято для вспомогательных цилиндров равным $\frac{1}{4,5}$.

Отсюда:

$$F = 0,00224 \cdot 0,0343 \cdot 40\,000 \cdot \frac{1}{4,5} = 0,68 \text{ т.}$$

Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка

Так как расстояние между осями рабочих цилиндров и обоими вспомогательными цилиндрами одинаковы, неуравновешенный вертикальный момент сил второго порядка может быть вычислен по формуле:

$$C = 0,00195 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda \text{ тоннометров.}$$

λ — для главных цилиндров равно $\frac{1}{4}$.

a — расстояние между осями главных цилиндров равно 610 мм.

$$C = 0,00195 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot \frac{0,61}{4} = 0,815 \text{ тоннометра.}$$

ГЛАВА VII

ЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Обычное расположение кривошипов для четырехцилиндровых двигателей приведено в примерах 6, 7, 8, 9 и 10 табл. 28.

Расположение кривошипов, указанное в примере 6, непригодно для четырехтактных судовых двигателей простого действия, так как в этом случае пуск двигателя не может быть произведен из всех положений. Это расположение кривошипов непригодно также для двухтактных двигателей вследствие того, что вспышки будут происходить одновременно двух цилиндрах, находящихся в верхних мертвых точках. В четырехтактных двигателях простого действия вспышки следуют друг за другом через равные интервалы в 180° .

В этом случае неуравновешенными являются только вертикальные или инерции второго порядка. Благодаря расположению пальцев кривошипов 2 и 3 на одной оси, средний коренной подшипник, находящийся между ними, является чрезмерно нагруженным. Для облегчения работы среднего коренного подшипника он часто делается двойным.

Расположение кривошипов, указанное в примере 7, пригодно для четырехтактных и двухтактных двигателей простого или двойного действия, однако подобное расположение кривошипов в четырехтактных двигателях простого действия пригодно только для вспомогательных двигателей благодаря ненадежности пуска двигателя из всех положений.

В четырехтактных двигателях простого действия вспышки следуют через неравные интервалы; в четырехтактных двигателях двойного действия — через равные интервалы в 90° ; в двухтактных двигателях простого действия — через равные интервалы в 90° ; в двухтактных двигателях двойного действия — через неравные интервалы.

Моменты первого и второго порядков не уравновешены, а силы инерции уравновешены. Такое расположение кривошипов распространено в практике, так как сводит неуравновешенные моменты первого порядка к минимуму. Оно представляет преимущества перед расположением, указанным в примере 6 для четырехтактных вспомогательных двигателей, несмотря на то, что благодаря неравным интервалам между вспышками отношение максимального крутящего момента к среднему крутящему моменту увеличивается с 2,58 до 4,8. Преимущества этого рас-

положения кривошипов по сравнению с расположением, указанным в примере 6, заключается в том, что имеющаяся в примере 6 неуравновешенная вертикальная сила инерции второго порядка вызывает более неприятные колебания, чем неуравновешенные моменты при расположении кривошипов, указанном в примере 7.

Расположение кривошипов, указанное в примере 8, употребляется иногда для двухтактных двигателей двойного действия в целях устранения одновременных всплесков в соседних цилиндрах. Моменты первого и второго порядков в этом случае не уравновешены, причем максимальные величины неуравновешенных моментов значительно больше, чем при расположении, указанном в примере 7.

Расположение кривошипов, указанное в примере 9, пригодно для двухтактных и четырехтактных двигателей, причем замечания относительно распределения всплесков могут быть заимствованы из примера 7. Однако в этом случае не уравновешены моменты только первого порядка. Таким образом при этом расположении кривошипов силы инерции второго порядка уравновешиваются за счет нарушения уравновешенности моментов первого порядка. Кроме того, при расположении кривошипов, указанном в примере 9, моменты второго порядка уравновешены, и остаются неуравновешенными только вертикальные моменты первого порядка, величина которых может быть сведена к нулю при помощи противовесов, прикрепленных к щекам кривошипов, но только за счет нарушения уравновешенности двигателя в горизонтальной плоскости. Однако на практике размеры противовесов, необходимых для уравновешивания вертикального момента, получаются столь велики, что расположение противовесов в камере кривошипа невозможно, если бы даже можно было считать допустимым возникновение значительного горизонтального момента. Расположение кривошипов, приведенное в примере 7, является наиболее распространенным для четырехцилиндровых двигателей.

Расположение кривошипов, приведенное в примере 10, пригодно для двухтактных двигателей двойного действия и имеет то преимущество, что всплески происходят через равные интервалы в 45° вследствие чего уменьшается отношение максимального крутящего момента к среднему. Однако в этом случае силы инерции первого порядка и моменты сил первого и второго порядков не уравновешены.

Влияние расстояния между цилиндрами

Как уже указывалось, на практике применяется два способа расположения цилиндров (по величине расстояния между осями цилиндров). Расположение цилиндров для четырехцилиндровых двигателей показано на фиг. 2 и 4. Одинаковые расстояния между осями всех цилиндров применяются для двигателей полудизельного или калоризаторного типов, в то время как более крупные двигатели Дизеля, особенно судовые, имеют увеличенное расстояние между средними цилиндрами, как показано на фиг. 2.

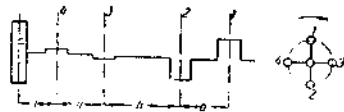
Неуравновешенные силы инерции не зависят от величины расстояния между цилиндрами, поскольку это касается внешнего равновесия сил, но нагрузка на раму двигателя, возникающая благодаря силам инерции,

естественно находится в зависимости от расстояния между осями цилиндров.

В примере 6 табл. 28 уравнивание двигателя не зависит от величины расстояния между осями цилиндров, так как в этом случае не уравновешены только вертикальные силы инерции второго порядка.

В других примерах, где имеются неуравновешенные моменты, расстояние между осями цилиндров может оказывать влияние на степень уравновешенности.

Ниже будет исследовано влияние величины расстояния между осями цилиндров для расположения кривошипов, приведенного в примере 7, схематическое изображение которого показано на фиг. 50.



Фиг. 50.

Так как неуравновешенной силы инерции в этом случае не имеется, то величины неуравновешенных моментов не зависят от расположения плоскости отсчета.

Рассмотрим сперва вертикальные моменты первого порядка, считая за плоскость отсчета плоскость, проходящую через середину маховика и расположенную перпендикулярно к оси коленчатого вала.

Вертикальный момент первого порядка для цилиндра 1:

$$C_1 = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 (2a + b + c) \cdot \cos A.$$

Вертикальный момент первого порядка для цилиндра 2:

$$\begin{aligned} C_2 &= 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 (a + b + c) \cdot \cos (A + 180^\circ) = \\ &= -0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 (a + b + c) \cdot \cos A. \end{aligned}$$

Вертикальный момент первого порядка для цилиндра 3:

$$\begin{aligned} C_3 &= 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot (a + c) \cdot \cos (A + 90^\circ) = \\ &= -0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 (a + c) \cdot \sin A. \end{aligned}$$

Вертикальный момент первого порядка для цилиндра 4:

$$\begin{aligned} C_4 &= 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot c \cdot \cos (A + 270^\circ) = \\ &= 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot c \cdot \sin A. \end{aligned}$$

Отсюда общий неуравновешенный вертикальный момент первого порядка:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot (\cos A - \sin A).$$

Подобным же образом можно доказать, что суммарный горизонтальный момент первого порядка выражается следующим образом:

$$C = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a (\sin A + \cos A);$$

где W' — вес вращающихся и поступательно движущихся частей одного цилиндра в тоннах;

S — вес вращающихся частей одного цилиндра в тоннах;

R — радиус кривошипа в метрах;

n — число оборотов в минуту;

a — расстояние между цилиндрами в метрах (см. фиг. 50);

A — угол поворота кривошипа, измеренный от верхней мертвой точки до положения пальца кривошипа цилиндра 1.

Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка может быть вычислен следующим образом.

Вертикальный момент второго порядка для цилиндра 1:

$$C_1 = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda (2a + b + c) \cdot \cos 2A.$$

Вертикальный момент второго порядка для цилиндра 2:

$$\begin{aligned} C_2 &= 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda (a + b + c) \cdot \cos 2(A + 180^\circ) = \\ &= 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda (a + b + c) \cdot \cos 2A. \end{aligned}$$

Вертикальный момент второго порядка для цилиндра 3:

$$\begin{aligned} C_3 &= 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda (a + c) \cdot \cos 2(A + 90^\circ) = \\ &= -0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda (a + c) \cdot \cos 2A. \end{aligned}$$

Вертикальный момент второго порядка для цилиндра 4:

$$\begin{aligned} C_4 &= 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2(A + 270^\circ) = \\ &= -0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot c \cdot \cos 2A. \end{aligned}$$

Отсюда суммарный неуравновешенный вертикальный момент второго порядка:

$$\begin{aligned} C &= 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot 2\lambda (a + b) \cdot \cos 2A = \\ &= 0,00224 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda (a + b) \cdot \cos 2A, \end{aligned}$$

где W — вес поступательно движущихся частей для одного цилиндра в тоннах;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Нужно отметить, что так как в предшествующих уравнениях величина c сокращается, моменты первого и второго порядков не зависят от расположения плоскости отсчета. Это объясняется полным равновесием сил инерции первого и второго порядков.

В выражениях для вертикальных и горизонтальных моментов первого порядка величина b сокращается; поэтому неуравновешенные вертикальные и горизонтальные моменты первого порядка не зависят от расстояния между цилиндрами 2 и 3.

Для пар сил второго порядка расстояние между цилиндрами 2 и 3 имеет значение, так как в выражении для общего неуравновешенного момента второго порядка величина b не сокращается.

Если $b = a$, то величина неуравновешенного вертикального момента второго порядка выразится следующим образом:

$$C = 0,00448 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda \cdot \cos 2A,$$

что соответствует равным расстояниям между цилиндрами, как показано на фиг. 4.

Если $b = 2A$, то

$$C = 0,00672 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda \cdot \cos 2A,$$

что соответствует неравным расстояниям между цилиндрами, как показано на фиг. 2.

Для случая, приведенного в примере 9, неуравновешенные моменты, аналогично примеру 7, представляются следующими выражениями:

Неуравновешенный вертикальный момент первого порядка:

$$C = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 [(2a + b) \cdot \cos A + b \cdot \sin A].$$

Когда $b = a$, как показано на фиг. 4:

$$C = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a (3 \cos A + \sin A);$$

когда $b = 2a$, как показано на фиг. 2:

$$C = 0,00224 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a (2 \cos A + \sin A),$$

где W' — вес поступательно движущихся и вращающихся частей одного цилиндра.

Неуравновешенный горизонтальный момент:

$$C = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 [(2a + b) \cdot \sin A - b \cdot \cos A].$$

Когда $b = a$, как показано на фиг. 4:

$$C = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a (3 \sin A - \cos A);$$

когда $b = 2a$, как показано на фиг. 2:

$$C = 0,00224 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a (2 \sin A - \cos A),$$

где S — вес вращающихся частей одного цилиндра.

Неуравновешенного вертикального момента второго порядка здесь нет.

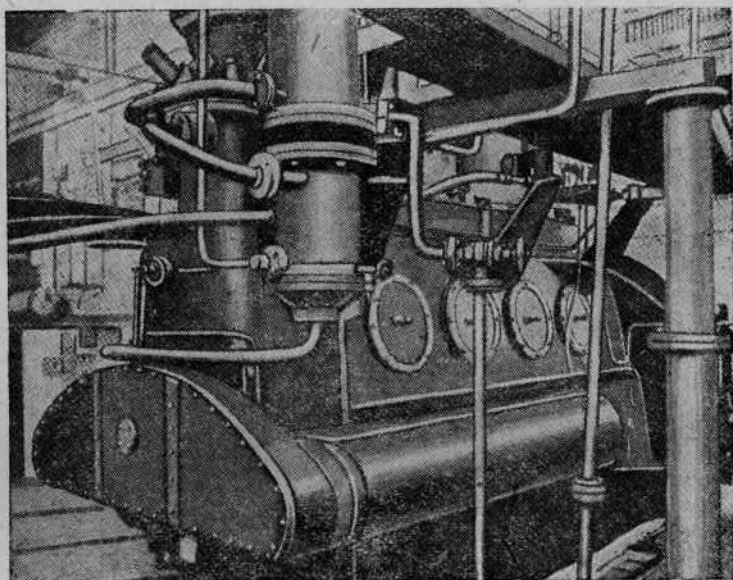
Так как в этом примере неуравновешенных сил инерции первого и второго порядков нет, то величины неуравновешенных моментов не зависят от расположения плоскости отсчета. Не уравновешены только моменты первого порядка, и на их величины имеет влияние расстояние между цилиндрами 2 и 3, как это видно из вышеприведенных уравнений.

В судовых двигателях обычно расстояния между цилиндрами 1—2 и 3—4 равны $2d$, где d — диаметр цилиндра. Это расстояние между цилиндрами позволяет поместить подшипники между всеми цилиндрами. Если подшипник между цилиндрами отсутствует, то расстояние между этими цилиндрами может быть сокращено до $1,5d$. Расстояние между цилиндрами 2 и 3 колеблется от $2d$ до $4d$ в зависимости от типа двигателя.

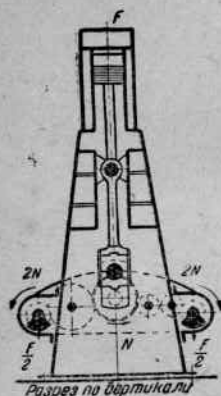
Чем меньше будут расстояния между цилиндрами, тем меньше будут величины суммарных неуравновешенных моментов. Расстояние между цилиндрами не оказывает влияния на величины результирующих неуравновешенных сил инерции.

Противовесы

В примере 6 табл. 28, так как не уравновешены только вертикальные силы инерции второго порядка, вращающиеся противовесы не влияют на величину внешней неуравновешенной силы инерции. Применением вращающихся противовесов уменьшается нагрузка на раму двигателя между соседними цилиндрами от сил инерции, и таким образом улучшается внутреннее уравновешивание двигателя.



Фиг. 51. Устройство противовесов второго порядка в четырехцилиндровом двигателе, установленном на пассажирском линейном судне.



В этом случае неуравновешенную силу инерции второго порядка для полного уравновешивания двигателя можно устранить при помощи устройства, показанного на фиг. 31. Эти противовесы для уравновешивания сил инерции второго порядка могут быть расположены у каждого цилиндра или же помещены все вместе посредине двигателя между цилиндрами 2 и 3.

Практическое осуществление уравновешивания сил инерции второго порядка в четырехцилиндровом четырехтактном двигателе типа, приведенного в примере 6 табл. 28, описано проф. Дальби (W. E. Dalby) в „Трудах Института инженеров-механиков“, ноябрь 1928 г., стр. 747 (фиг. 51).

Без применения противовесов максимальная величина вертикальной

неуравновешенной силы инерции второго порядка для этого двигателя при нормальном числе оборотов будет иметь следующее значение:

$$F = 0,00112 W R \cdot n^2 \cdot 4 \lambda \text{ тонн (см. пример 7 табл. 8),}$$

где W — вес поступательно движущихся частей одного цилиндра 0,205 т;

R — радиус кривошипа 0,216 м;

n — число оборотов в минуту, равное 300;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, равное $\frac{1}{5}$.

Отсюда:

$$F = 0,00112 \cdot 0,205 \cdot 0,216 \cdot 300^2 \cdot \frac{4}{5} = 3,56 \text{ т.}$$

Таким образом двигатель без противовесов создает периодическую силу, действующую на фундамент с максимальной величиной 3,56 т и частотой, вдвое большей числа оборотов его, т. е. равной 600 в минуту. Двигатель был установлен без специальных приспособлений для уравнивания сил инерции второго порядка на теплоходе „Эмпрессов Острэлиа“, и так как частота колебаний опорной конструкции судна оказалась близкой к частоте неуравновешенной силы инерции двигателя, то возникли колебания всей системы столь значительной величины, что причиняли беспокойство пассажирам. Это неприятное явление было успешно устранено при помощи противовесов для уравнивания сил инерции второго порядка, как показано на фиг. 31. Однако в этом случае было найдено более удобным разделение противовесов на две части, которые были расположены на двигателе симметрично относительно оси коленчатого вала. Противовесы укреплены посередине двух горизонтальных валов, которые расположены с каждой стороны двигателя во всю длину фундаментной плиты. Горизонтальные валы вращаются в подшипниках, расположенных на фундаментной плите, и приводятся в движение цилиндрическими шестернями со скоростью вращения, вдвое большей скорости вращения коленчатого вала. Шестерни расположены на концах валов и обеспечивают вращение валов в противоположных направлениях: один вал приводится в движение при помощи одной, а другой вал — при помощи двух паразитных шестерен меньшего диаметра. Таким образом схема устройства подобна изображенной на фиг. 31, и величина противовесов, примененных в этом случае для уравнивания сил инерции второго порядка, может быть получена по несколько измененной ранее приведенной на стр. 86 формуле.

Формула на стр. 86 относится к одноцилиндровому двигателю с двумя противовесами для уравнивания сил инерции второго порядка. В рассматриваемом примере имеется четыре цилиндра с двумя противовесами на весь двигатель, и поэтому формула

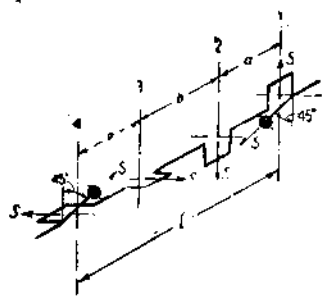
$$w \cdot r = \frac{W \cdot R}{8} \lambda$$

принимает следующий вид:

$$w \cdot r = \frac{W \cdot R \cdot \lambda}{2} = \frac{0,205 \cdot 0,216}{2 \cdot 5} = 0,00445 \text{ тоннометров,}$$

т. е. произведение веса на расстояние до центра тяжести для каждого из двух противовесов должно равняться 4,45 кгм.

В примере 7 табл. 28 не уравновешены моменты первого и второго порядков. Моменты, возникающие благодаря вращающимся массам, могут быть уравновешены при помощи вращающихся противовесов, прикрепленных к щекам кривошипов. Этим может быть вполне уравновешен горизонтальный момент и несколько уменьшена величина вертикального момента, как указано в табл. 28.



Фиг. 52.

Неуравновешенный момент, возникающий благодаря вращающимся массам, может быть также уравновешен при помощи двух противовесов, как указано на фиг. 52.

На стр. 131 было указано, что неуравновешенный горизонтальный момент в двигателе, имеющем расположение кривошипов 1-4-2-3, выражается следующим образом:

$$C = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a (\sin A + \cos A).$$

При максимальном значении момента

$$\frac{dC}{dA} = 0;$$

$$\frac{dC}{dA} = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot (\cos A - \sin A),$$

т. е.

$$\begin{aligned} \cos A - \sin A &= 0; \\ \frac{\sin A}{\cos A} &= \operatorname{tg} A = 1. \end{aligned}$$

Отсюда максимальное значение момента будет иметь место при $A = 45^\circ$ или 225° и величина максимального неуравновешенного горизонтального момента:

$$\begin{aligned} C_{\max} &= 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot (\cos 45^\circ + \sin 45^\circ) = \\ &= 0,00158 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров,} \end{aligned}$$

где S — вес вращающихся частей одного цилиндра.

Таким образом этот момент может быть уравновешен при помощи двух противовесов, находящихся друг от друга на расстоянии L и расположенных под углами 225° и 45° к кривошипу 1 (фиг. 52). Величина каждого противовеса может быть получена из следующего выражения

$$0,00112 s \cdot r \cdot n^2 \cdot L = 0,00112 \cdot 1,414 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a,$$

т. е.

$$s \cdot r \cdot L = 1,414 S \cdot R \cdot a,$$

где S — вес противовеса при радиусе r (расстояние его центра тяжести);

L — расстояние между цилиндрами 1 и 4, если противовесы прикреплены к каждой щеке этих двух кривошипов, или расстояние между плоскостями вращения центров тяжести противовесов, если у каждого кривошипа имеется только по одному противовесу.

Этот способ уравнивания проще и менее сложен в производстве, чем когда противовесы прикреплены ко всем щекам кривошипов, но рама двигателя в этом случае должна быть достаточно жесткой и прочной, так как дополнительно нагружена силами инерции.

Следует также отметить, что один из противовесов может быть заменен приливом на маховике, расположенным под соответствующим углом. Единственной отрицательной стороной этой системы является то обстоятельство, что центробежная сила прилива на маховике нагружает его подшипники, что должно быть принято во внимание при их расчете.

Неуравновешенные вертикальные моменты первого порядка, возникающие благодаря поступательно движущимся массам, могут быть уравновешены при помощи вращающихся противовесов, прикрепленных к щекам кривошипов, но только за счет нарушения равновесия в горизонтальной плоскости.

Неуравновешенные вертикальные моменты второго порядка не могут быть полностью уравновешены или даже уменьшены при помощи вращающихся противовесов, прикрепленных к щекам кривошипов.

В примере 9 табл. 28, где не уравновешены только моменты сил инерции первого порядка, момент первого порядка, возникающий благодаря вращающимся массам, может быть также уравновешен вращающимися противовесами, прикрепленными к щекам кривошипов, или двумя вращающимися противовесами, расположенными на расстоянии L , как показано на фиг. 53.

Если $b = a$, то неуравновешенный горизонтальный момент выражается следующим образом:

$$C = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a (3 \sin A - \cos A).$$

При максимальном значении $\frac{dC}{dA} = 0$; откуда находим максимальное

значение горизонтального момента:

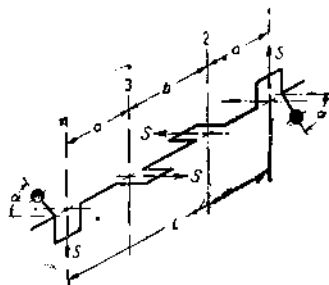
$$C_{\max} = 0,00353 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a.$$

Максимальное значение горизонтального момента имеет место при углах $108^\circ 26'$ и $288^\circ 26'$. Поэтому противовесы должны быть расположены, как показано на фиг. 53, под углом $71^\circ 34'$ к горизонтальной плоскости, а величина противовесов может быть получена из выражения:

$$s \cdot r \cdot L = 3,15 S \cdot R \cdot a.$$

Если $b = 2a$, то величина неуравновешенного горизонтального момента:

$$C = 0,00224 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a (2 \sin A - \cos A).$$



Фиг. 53. Примечание — $\angle \alpha$
 $71^\circ 34'$, когда $b = a$.
 $63^\circ 26'$, когда $b = 2a$.

При максимальном значении

$$\frac{dC}{dA} = 0,$$

откуда,

$$C_{\max} = 0,005 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a.$$

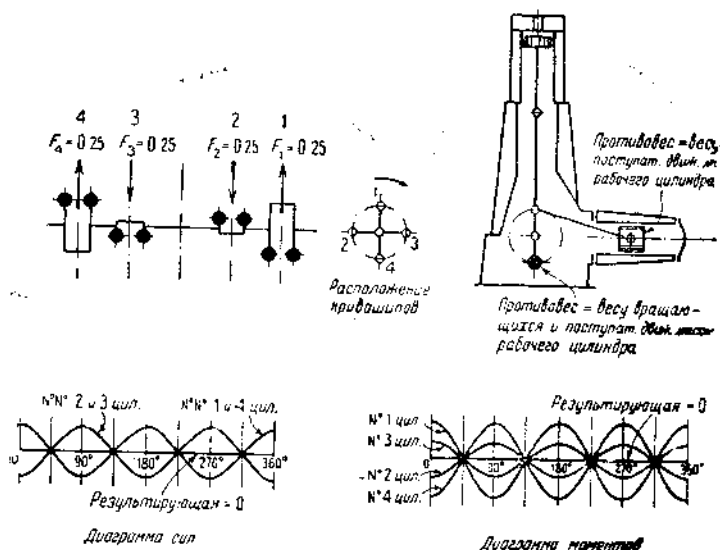
Максимальное значение имеет место при угле $116^{\circ}34'$ или $296^{\circ}34'$. Поэтому противовесы должны быть расположены, как показано на фиг. 53, под углом $63^{\circ}26'$ к горизонтальной плоскости.

Величина каждого противовеса может быть получена из выражения:

$$0,005 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a = 0,00112 s \cdot r \cdot n^2 \cdot L;$$

$$s \cdot r \cdot L = 4,45 S \cdot R \cdot a,$$

где L — расстояние между осями цилиндров 1 и 4, если противовесы прикреплены к каждой щеке обоих кривошипов, или расстояние между плоскостями вращения центров тяжести противовесов, если противовесы расположены только на одной из щек у обоих кривошипов.



Фиг. 54. Диаграммы результирующих сил инерции и моментов.

Вертикальный момент первого порядка, возникающий благодаря поступательно движущимся массам, может быть уменьшен только при помощи вращающихся противовесов, прикрепленных к щекам кривошипов за счет нарушения равновесия в горизонтальной плоскости.

Однако, так как вертикальные моменты второго порядка уравновешены, то устройство, изображенное на фиг. 30, может быть применено для уравновешивания вертикальных моментов первого порядка, возни-

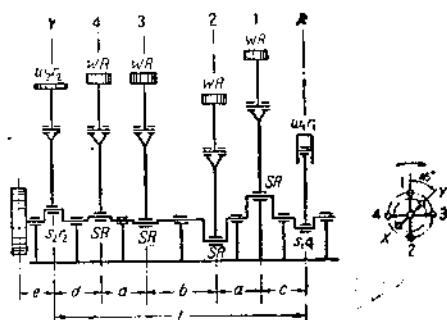
кающих благодаря поступательно движущимся массам, без нарушения равновесия в горизонтальной плоскости.

Другой способ полного уравнивания двигателя с подобным расположением кривошипов показан на фиг. 54 (см. также фиг. 36, 37 и 38).

При наличии поступательно движущегося противовеса с горизонтально расположенной осью, приводимого в движение от пальца кривошипа рабочего цилиндра, как изображено на фиг. 54, не уравновешены только силы инерции второго порядка для каждого кривошипа. Как уже указывалось, моменты второго порядка при этом расположении кривошипов уравновешены, и поэтому схема устройства, приведенная на фиг. 54, дает полное уравнивание двигателя. Необходимо также отметить, что так как силы инерции первого порядка для каждого цилиндра уравниваются отдельно, то единственной инерционной нагрузкой, нагружающей раму двигателя, является момент, возникающий благодаря неуравновешенным силам инерции второго порядка каждого кривошипа. Кроме того, отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для рабочих цилиндров может быть отлично от отношения для вспомогательного цилиндра, так как оно не оказывает влияния на уравновешенность двигателя.

Влияние вспомогательных механизмов

На фиг. 55 изображен способ уравнивания четырехцилиндрового двигателя с расположением кривошипов 1-4-2-3 (пример 7 табл. 28) при помощи двух вспомогательных механизмов, приводящихся в движение от дополнительных кривошипов. В этом случае воздушный компрессор приводится в движение вспомогательным кривошипом X, расположенным на свободном конце коленчатого вала, а продувочный насос — вспомогательным кривошипом Y на другом конце коленчатого вала. Вспомогательные кривошипы расположены под углом 180° друг к другу.



Фиг. 55.

Неуравновешенные силы инерции

Для четырех рабочих цилиндров неуравновешенных сил инерции первого и второго порядков нет. Нет также неуравновешенной силы инерции первого порядка от вспомогательных механизмов вследствие того, что кривошипы вспомогательных механизмов расположены под углом 180° друг к другу, если

$$\begin{aligned} w_1 \cdot r_1 &= w_2 \cdot r_2 = w \cdot r, \\ s_1 \cdot r_1 &= s_2 \cdot r_2 = s \cdot r, \end{aligned}$$

причем w_1 и w_2 — веса поступательно движущихся частей вспомога-

ных механизмов s_1 и s_2 — веса вращающихся частей вспомогательных механизмов, а r_1 и r_2 — радиусы вспомогательных кривошипов.

Однако остается неуравновешенной вертикальная сила инерции второго порядка, возникающая благодаря отклонениям (конечной длины) вспомогательных шатунов.

Максимальные значения неуравновешенной вертикальной силы инерции второго порядка получает, когда вспомогательные кривошипы находятся в мертвых точках, и выражается она следующим образом:

$$F = 0,00112 (\omega_1 \cdot r_1 \cdot n^2 \cdot \lambda_1 + \omega_2 \cdot r_2 \cdot n^2 \cdot \lambda_2),$$

но для уравновешивания сил инерции первого порядка:

$$\omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2 = \omega \cdot r.$$

Предполагая, что величины отношения радиуса кривошипа к длине шатуна имеют одинаковые значения для обоих вспомогательных механизмов, т. е.

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda,$$

найдем максимальное значение неуравновешенной вертикальной силы инерции второго порядка, возникающей благодаря вспомогательным механизмам:

$$F = 0,00224 \omega \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda \text{ тонн.}$$

Неуравновешенный вертикальный момент первого порядка

Мы показали выше, что суммарный вертикальный момент первого порядка только для рабочих цилиндров равен

$$C_1 = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a (\cos A - \sin A).$$

Вертикальный момент первого порядка для вспомогательного механизма X , считая, что плоскость отсчета проходит через середину маховика:

$$\begin{aligned} C_x &= 0,00112 \omega'_1 \cdot r_1 \cdot n^2 (2a + b + c + d + e) \cdot \cos(A + 225^\circ) = \\ &= 0,00112 \omega'_1 \cdot r_1 \cdot n^2 (2a + b + c + d + e) \frac{1}{\sqrt{2}} (\sin A - \cos A). \end{aligned}$$

Подобным же образом вертикальный момент для вспомогательного механизма Y :

$$\begin{aligned} C_y &= 0,00112 \omega'_2 \cdot r_2 \cdot n^2 \cdot e \cdot \cos(A + 45^\circ) = \\ &= 0,00112 \omega'_2 \cdot r_2 \cdot n^2 \cdot e \frac{1}{\sqrt{2}} (\cos A - \sin A). \end{aligned}$$

Отсюда результирующий момент для двигателя с вспомогательными механизмами:

$$\begin{aligned} C &= 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a (\cos A - \sin A) - \\ &- 0,00112 \frac{1}{\sqrt{2}} \omega' \cdot r \cdot n^2 \cdot L (\cos A - \sin A). \end{aligned}$$

В этой формуле принято, что

$$w'_1 \cdot r_1 = w'_2 \cdot r_2 = w' \cdot r,$$

а также, что $2a + b + c + d = L$ — расстоянию между вспомогательными кривошипами.

Необходимо отметить также, что величина e сокращается в уравнении для суммарного момента, величина которого вследствие этого не зависит от расположения плоскости отсчета.

Вертикальный момент первого порядка уравнивается в том случае, если

$$\begin{aligned} 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a (\cos A - \sin A) = \\ = 0,00112 \frac{1}{\sqrt{2}} w' \cdot r \cdot n^2 \cdot L (\cos A - \sin A), \end{aligned}$$

т. е. если

$$w' \cdot r \cdot L = \sqrt{2} W' \cdot R \cdot a.$$

Таким же способом можно показать, что горизонтальный момент уравнивается, если

$$S \cdot r \cdot L = \sqrt{2} S \cdot R \cdot a.$$

Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка

Так как вспомогательные кривошипы расположены под углом 180° , то вертикальный момент второго порядка относительно центра двигателя, возникающий благодаря вспомогательным механизмам, уравнивается, когда $c = d$, т. е. когда вспомогательные механизмы расположены симметрично по отношению к середине двигателя.

Неуравновешенным остается вертикальный момент второго порядка, возникающий благодаря одним только рабочим цилиндрам, который, как выше показано, имеет следующую величину относительно плоскости, проходящей через середину двигателя.

Если $b = a$:

$$C = 0,00448 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda \cdot \cos 2A.$$

Максимальное значение его наступает при угле поворота $0; 90; 180$ и 270° и равно:

$$C_{\max} = 0,00448 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda.$$

Если $b = 2a$, то

$$C = 0,00672 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda \cdot \cos 2A.$$

Максимальное значение его наступает при угле поворота $0; 90; 180$ и 270° и равно:

$$C_{\max} = 0,00672 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda.$$

В вышеприведенных уравнениях W — вес поступательно движущихся частей одного цилиндра в тоннах.

В схеме, изображенной на фиг. 55, расположение кривошипов соответствует 1-4-2-3. Если это расположение изменить на 1-2-4-3, то моменты

сил второго порядка для четырех рабочих цилиндров будут уравновешены. Моменты второго порядка для вспомогательных кривошипов также уравновешены относительно центра тяжести двигателя, если $c = d$. Вертикальный момент первого порядка и горизонтальный момент будут также уравновешены, если вспомогательные кривошипы расположены соответственно вычислениям, произведенным ранее на стр. 137, при предположении, что:

$$w' \cdot r \cdot L = k \cdot W' \cdot R \cdot a$$

и

$$s \cdot r \cdot L = k \cdot S \cdot R \cdot a,$$

причем $k = 3,15$, если $b = a$, и $k = 4,45$, если $b = 2a$.

Единственной неуравновешенной силой инерции остается тогда вертикальная сила инерции второго порядка, возникающая благодаря вспомогательным механизмам, максимальное значение которой:

$$F = 0,00224 w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda \text{ тонн.}$$

Поэтому очевидно, что расположение кривошипов 1-2-4-3 при устройстве вспомогательных механизмов, изображенном на фиг. 55, дает более совершенное внешнее уравновешивание, чем расположение 1-4-2-3. В первом случае не уравновешены только вертикальные силы инерции второго порядка, возникающие благодаря поступательно движущимся массам вспомогательных цилиндров. В последнем же случае не уравновешены моменты второго порядка, возникающие благодаря поступательно движущимся массам рабочих цилиндров, а также вертикальные силы инерции второго порядка, возникающие благодаря поступательно движущимся массам вспомогательных цилиндров.

Однако следует отметить, что при расположении 1-4-2-3 отношение

$$\frac{w' \cdot r \cdot L}{W' \cdot R \cdot a},$$

равное 1,414, обеспечивает полное уравновешивание моментов первого порядка, в то время как при расположении 1-2-4-3 это отношение увеличивается до 3,15, если $b = a$, и 4,45, если $b = 2a$.

Если предположить, что расстояние L между вспомогательными цилиндрами в обоих случаях одинаково и что $b = c = a$ (фиг. 55), тогда для расположения 1-4-2-3:

$$w' \cdot r = 0,283 W' \cdot R,$$

если $b = a$, и

$$w' \cdot r = 0,236 W' \cdot R,$$

если $b = 2a$, а для расположения 1-2-4-3:

$$w' \cdot r = 0,63 W' \cdot R,$$

если $b = a$, и

$$w' \cdot r = 0,74 W' \cdot R,$$

если $b = 2a$.

Таким образом при расположении 1-2-4-3 необходимо, чтобы вес вращающихся и поступательно движущихся частей вспомогательных цилиндров был в два-три раза больше, чем вес, необходимый для уравно-

вешивания моментов первого порядка при расположении 1-4-2-3. Это значит, что неуравновешенные силы инерции второго порядка, возникающие благодаря вспомогательным механизмам при расположении 1-2-4-3, в два-три раза больше, чем при расположении 1-4-2-3, вследствие увеличения веса кривошипного механизма вспомогательных цилиндров. Это необходимо принимать во внимание при сравнении степени уравновешенности двигателя, даваемой обеими схемами.

Очень хорошее уравновешивание двигателя можно получить, если вспомогательные механизмы приводятся в действие балансирами рычагами от крейцкопфов рабочих цилиндров. Подобная схема устройства показана на фиг. 32. В двухтактных двигателях, если высокие скорости требуют совершенного уравновешивания, вспомогательные механизмы, приводимые в движение балансирами, могут быть установлены на каждом цилиндре. Например, в четырехцилиндровом двигателе ступень низкого давления воздушного компрессора может приводиться в движение от одного крейцкопфа; ступени среднего и высокого давлений — от другого крейцкопфа, а два цилиндра продувочного насоса — по одному от остающихся двух крейцкопфов. Этот способ уравновешивания двигателя уже рассматривался в связи с уравновешиванием одноцилиндровых двигателей (см. стр. 88).

В примере 6 табл. 28, где имеется две пары кривошипов, расположенных под углом 180° , реакции в опорных подшипниках балансирных рычагов, приводящих в движение вспомогательные цилиндры, направлены в смежных цилиндрах в противоположные стороны. Вследствие этого возникающие поперечные моменты взаимно уравновешиваются.

К примерам 7, 8 и 9 табл. 28 относятся те же самые замечания, за исключением того, что в этих случаях имеется небольшой остаточный продольный момент, возникающий благодаря реакциям в опорных подшипниках рычагов.

На фиг. 54 изображен другой способ расположения вспомогательных механизмов для достижения полного внешнего уравновешивания сил инерции четырехцилиндрового двигателя при расположении кривошипов 1-2-4-3 (пример 9 табл. 28).

При этой схеме вспомогательные механизмы приводятся в движение от пальца главного кривошипа, и, как показано на стр. 94, неуравновешенными для каждого цилиндра остаются только силы инерции второго порядка. При расположении кривошипов 1-2-4-3 для двигателя в целом моменты сил второго порядка уравновешены; отсюда схема, изображенная на фиг. 54, дает полное внешнее уравновешивание двигателя. Следует отметить, что в этом случае уравновешивание не зависит от величин отношения радиуса кривошипа к длине шатуна для главного и вспомогательного кривошипов, и таким образом полное уравновешивание двигателя может быть осуществлено и при отсутствии равенства этих величин.

Влияние длины шатуна

Замечания, приведенные на стр. 97, относятся также и к данному случаю, за исключением примера 9 табл. 28. В этом примере неуравновешенных сил инерции и моментов второго порядка нет, и поэтому величина длины шатуна не влияет на уравновешивание двигателя.

Сравнение расчетов для четырехцилиндровых двигателей

1. Нормальный двигатель простого действия, без специальных устройств для уравнивания; диаметр—304,8 мм; ход поршня—457,2 мм; 200 об/мин (см. табл. 7). Расположение кривошипов, как в примере 6 табл. 28.

Вертикальная сила инерции:

$$0,00112 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 = 3,06 \text{ т.}$$

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикального момента нет.

Горизонтального момента нет.

2. Такой же двигатель, но с расположением кривошипов, приведенным в примере 7 табл. 28.

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,00772 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 6,45 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтальный момент:

$$0,00238 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 2,0 \text{ тоннометра.}$$

3. Такой же двигатель, но с расположением кривошипов, приведенным в примере 8 табл. 28.

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,0168 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 14,0 \text{ тоннометров.}$$

Горизонтальный момент:

$$0,00713 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 6,0 \text{ тоннометров.}$$

4. Такой же двигатель, но с расположением кривошипов, приведенным в примере 9 табл. 28.

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,017 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 14,7 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтальный момент:

$$0,0075 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 6,3 \text{ тоннометра.}$$

5. Такой же двигатель, но с расположением кривошипов, приведенным в примере 10 табл. 28.

Вертикальная сила инерции:

$$0,00211 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 = 5,8 \text{ т.}$$

Горизонтальная сила инерции:

$$0,00091 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 = 2,5 \text{ т.}$$

Вертикальный момент:

$$0,0033 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 2,76 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтальный момент:

$$0,000534 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 0,45 \text{ тоннометра.}$$

6. Двигатель с расположением кривошипов 1-4-2-3 (пример 7 табл. 28; вспомогательные механизмы расположены, как на фиг. 55).

Для полного уравнивания моментов первого порядка нужно, чтобы

$$w \cdot r \cdot L = \sqrt{2} W \cdot R \cdot a.$$

Если предположить, что $c = d = a = 0,61 \text{ м}$ (фиг. 55), т. е. что L — расстояние между вспомогательными цилиндрами равно 1,83 м, и принять, кроме того:

W — вес поступательно движущихся частей рабочего цилиндра 0,3 т;

R — радиус главного кривошипа 0,229 м;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна главного кривошипа $\frac{1}{4}$,

то

$$\begin{aligned} w \cdot r &= \sqrt{2} \cdot W \cdot R \cdot \frac{a}{L} = \\ &= \frac{\sqrt{2} \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 0,61}{1,83} = 0,0323 \text{ тоннометра.} \end{aligned}$$

Здесь w — вес поступательно движущихся частей каждого вспомогательного цилиндра;

r — радиус кривошипа вспомогательного цилиндра;

λ_1 — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна вспомогательного кривошипа, равное $\frac{1}{4,5}$.

Отсюда для этого случая:

Вертикальная сила инерции:

$$0,00224 w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda = 0,00224 \cdot 0,0323 \cdot 40\,000 \cdot \frac{1}{4,5} = 0,64 \text{ т.}$$

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$\begin{aligned} 0,00672 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda &= 0,00672 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,61 \cdot \frac{1}{4} = \\ &= 2,8 \text{ тоннометра.} \end{aligned}$$

Горизонтального момента нет.

7. Двигатель с расположением кривошипов 1-2-4-3 (пример 9 табл. 28) и вспомогательными механизмами, устроенными соответственно фиг. 55.

Для получения полного уравнивания моментов сил первого порядка при $b = 2a$ должно быть:

$$w \cdot r \cdot L = 4,45 W \cdot R \cdot a.$$

Если предположить, что

$$c = d = a = 0,61 \text{ м (фиг. 55),}$$

т. е. L — расстояние между вспомогательными цилиндрами равно 1,83 м, и принять:

W — вес поступательно движущихся частей рабочего цилиндра 0,3 т;

R — радиус кривошипа рабочего цилиндра 0,229 м;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна рабочего цилиндра $\frac{1}{4}$,

то

$$\begin{aligned} w \cdot r &= 4,45 W \cdot R \frac{a}{L} = \\ &= 4,45 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \frac{0,61}{1,83} = 0,102 \text{ тоннометра.} \end{aligned}$$

Здесь w — вес поступательно движущихся частей каждого вспомогательного цилиндра;

r — радиус кривошипа вспомогательного цилиндра;

λ_1 — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна вспомогательного цилиндра, равное $\frac{1}{4,5}$.

Отсюда для этого случая:

Вертикальная сила инерции:

$$0,00224 w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda_1 = 0,00224 \cdot 0,102 \cdot 40\,000 \frac{1}{4,5} = 2,02 \text{ т.}$$

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикального момента нет.

Горизонтального момента нет.

ГЛАВА VIII

ПЯТИЦИЛИНДРОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Расположение кривошипов

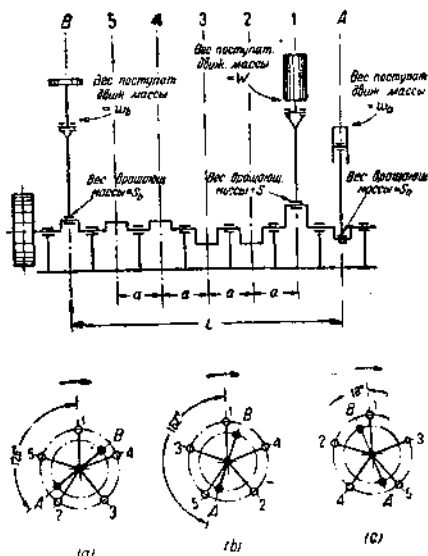
Возможные расположения кривошипов для пятицилиндровых двигателей приведены в примерах 11, 12 и 13 табл. 28.

Расположение кривошипов, приведенное в примере 11, применимо как для двухтактных, так и для четырехтактных двигателей. В четырехтактных двигателях простого действия вспышки происходят через равные интервалы в 144° , а в двухтактных двигателях простого действия — через равные интервалы в 72° . В двухтактных двигателях двойного действия вспышки происходят через равные интервалы в 36° , а в четырехтактных двигателях двойного действия интервалы между вспышками не равны между собой.

Моменты первого и второго порядков не уравновешены, но величина неуравновешенных моментов при этом расположении кривошипов меньше, чем при любом другом устройстве пятицилиндрового двигателя этого типа. При рассмотрении табл. 28 видим, что уравновешивание пятицилиндрового двигателя, имеющего расположение кривошипов, приведенное в примере 11, несколько хуже уравновешивания шестицилиндрового двигателя, имеющего расположение кривошипов, приведенное в примере 15, и значительно лучше, чем уравновешивание трех- и четырехцилиндровых двигателей.

В примере 12 приведено расположение кривошипов, которое иногда применяется для двухтактных двигателей. Это расположение имеет то преимущество, что соседние кривошипы расположены под большими углами друг к другу (144°), вследствие чего уменьшается нагрузка на коренные подшипники при одновременных рабочих ходах в соседних цилиндрах. Однако величина неуравновешенных моментов в этом случае значительно больше, чем в примере 11.

В примере 13 величина неуравновешенных моментов значительно больше, чем в примерах 11 и 12. Однако в этом случае плохое уравновешивание происходит главным образом благодаря неуравновешенным моментам первого порядка. Моменты второго порядка в этом случае очень невелики. Преимущество расположения кривошипов, приведенного в примере 13, заключается в возможности уравновешивания моментов первого порядка при помощи вспомогательных механизмов и противовесов. После уравновешивания моментов первого порядка остаются неуравновешенными незначительная вертикальная сила инерции второго порядка, возникающая благодаря поступательно движущимся массам вспомогательных цилиндров, и незначительный остаточный вертикальный момент второго порядка, возникающий благодаря рабочим цилиндрам.



Фиг. 56.

Влияние вспомогательных механизмов

На фиг. 56 изображен пятицилиндровый двухтактный двигатель простого действия с продувочным насосом и воздушным компрессором, приводимый в движение вспомогательными кривошипами на главном коленчатом вале. Исследование этого случая уравновешивания приведено ниже.

Случай 1. Расположение кривошипов по фиг. 56, а.

Так как силы инерции первого и второго порядков для пяти рабочих цилиндров уравновешены, величина неуравновешенных моментов первого и второго порядков для рабочих цилиндров не зависит от расположения плоскости отсчета. За плоскость отсчета удобнее всего принять плоскость, проходящую через ось цилиндра 5, так как этим исключается из рассмотрения момент, возникающий благодаря силам инерции этого цилиндра:

Вертикальный момент первого порядка только для пяти рабочих цилиндров

Момент, возникающий благодаря цилиндру 1:

$$C_{v1} = 0,00112 (W + S) R \cdot n^2 \cdot 4a \cdot \cos A.$$

Момент, возникающий благодаря цилиндру 2:

$$C_{v2} = 0,00112 (W + S) R \cdot n^2 \cdot 3a \cdot \cos (A + 216^\circ).$$

Момент, возникающий благодаря цилиндру 3:

$$C_{v3} = 0,00111 (W + S) R \cdot n^2 \cdot 2a \cdot \cos (A + 144^\circ).$$

Момент, возникающий благодаря цилиндру 4:

$$C_{v4} = 0,00112 (W + S) R \cdot n^2 \cdot a \cdot \cos (A + 72^\circ).$$

Момент, возникающий благодаря цилиндру 5:

C_{v5} — нет (плоскость отсчета проходит через ось цилиндра 5). Так как

$$\cos (A + 72^\circ) = 0,30902 \cos A - 0,95106 \sin A;$$

$$\cos (A + 144^\circ) = -0,80902 \cos A - 0,58779 \sin A;$$

$$\cos (A + 216^\circ) = -0,80902 \cos A + 0,58799 \sin A;$$

$$\cos (A + 288^\circ) = 0,30902 \cos A + 0,95106 \sin A,$$

то, подставляя эти значения в вышеприведенные уравнения, получаем суммарный вертикальный момент первого порядка:

$$\begin{aligned} C_v &= C_{v1} + C_{v2} + C_{v3} + C_{v4} + C_{v5} = \\ &= 0,00112 (W + S) R \cdot n^2 \cdot a \cdot (0,26392 \cos A - 0,36328 \sin A). \end{aligned}$$

При максимальном значении

$$\frac{dC_v}{dA} = 0,$$

т. е.

$$-0,26392 \sin A - 0,36328 \cos A = 0,$$

или

$$\operatorname{tg} A = -1,3764,$$

$$A = 126^\circ \text{ или } 306^\circ.$$

Отсюда максимального значения неуравновешенный вертикальный момент первого порядка только для пяти рабочих цилиндров достигает, когда кривошип цилиндра *I* расположен под углом 126° к верхней мертвой точке.

$$C_{v_{\max}} = 0,00112 (W + S) R \cdot n^2 \cdot a (0,26392 \cos 126^\circ - 0,36328 \sin 126^\circ) = \\ = -0,000503 (W + S) R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров,}$$

где *W* — вес поступательно движущихся частей одного рабочего цилиндра в тоннах;

R — радиус кривошипа рабочих цилиндров в метрах;

n — число оборотов в минуту;

a — расстояние между осями рабочих цилиндров в метрах;

A — угол поворота кривошипа *I*, измеренный от верхней мертвой точки.

Горизонтальный момент первого порядка только для пяти рабочих цилиндров

Плоскость отсчета, как и раньше, проходит через ось цилиндра 5. Момент, возникающий благодаря цилиндру 1:

$$C_{h_1} = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot 4a \cdot \sin A.$$

Момент, возникающий благодаря цилиндру 2:

$$C_{h_2} = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot 3a \cdot \sin (A + 216^\circ).$$

Момент, возникающий благодаря цилиндру 3:

$$C_{h_3} = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot 2a \cdot \sin (A + 144^\circ).$$

Момент, возникающий благодаря цилиндру 4:

$$C_{h_4} = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \sin (A + 72^\circ).$$

Момент, возникающий благодаря цилиндру 5:

C_{h_5} — нет (плоскость отсчета проходит через ось цилиндра 5). Так как

$$\begin{aligned} \sin (A + 72^\circ) &= 0,30902 \sin A + 0,95106 \cos A; \\ \sin (A + 144^\circ) &= -0,80902 \sin A + 0,58779 \cos A; \\ \sin (A + 216^\circ) &= -0,80902 \sin A - 0,58779 \cos A; \\ \sin (A + 288^\circ) &= 0,30902 \sin A - 0,95106 \cos A, \end{aligned}$$

то, подставляя эти значения в вышеприведенные уравнения, получаем суммарный горизонтальный момент:

$$\begin{aligned} C_h &= C_{h_1} + C_{h_2} + C_{h_3} + C_{h_4} + C_{h_5} = \\ &= 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot (0,26392 \sin A + 0,36328 \cos A). \end{aligned}$$

Максимальное значение горизонтального момента наступает, когда

кривошип цилиндра 1 расположен под углом 36° или 216° к верхней мертвой точке.

$$C_{h_{\max}} = 0,000503 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Вертикальный момент второго порядка только для пяти рабочих цилиндров

Плоскость отсчета, как и раньше, проходит через ось цилиндра 5. Момент, возникающий благодаря цилиндру 1:

$$C_{s_1} = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot 4a \cdot \cos 2A.$$

Момент, возникающий благодаря цилиндру 2:

$$C_{s_2} = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot 3a \cdot \cos 2(A + 216^\circ).$$

Момент, возникающий благодаря цилиндру 3:

$$C_{s_3} = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot 2a \cdot \cos 2(A + 144^\circ).$$

Момент, возникающий благодаря цилиндру 4:

$$C_{s_4} = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \cdot \cos (A + 72^\circ).$$

Момент, возникающий благодаря цилиндру 5:

C_{s_5} — нет (плоскость отсчета проходит через ось цилиндра 5). Так как

$$\begin{aligned} \cos 2(A + 72^\circ) &= -0,80902 \cos 2A - 0,58779 \sin 2A; \\ \cos 2(A + 144^\circ) &= 0,30902 \cos 2A + 0,95106 \sin 2A; \\ \cos 2(A + 216^\circ) &= 0,30902 \cos 2A - 0,95106 \sin 2A; \\ \cos 2(A + 288^\circ) &= -0,80902 \cos 2A + 0,58719 \sin 2A, \end{aligned}$$

то, подставляя эти значения в вышеприведенные уравнения, получаем суммарный вертикальный момент второго порядка:

$$\begin{aligned} C_s &= C_{s_1} + C_{s_2} + C_{s_3} + C_{s_4} + C_{s_5} = \\ &= 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda (4,73608 \cos 2A - 1,53885 \sin 2A). \end{aligned}$$

Максимальное значение момента наступает, когда кривошип цилиндра 1 расположен под углами 81° , 171° , 261° и 351° к верхней мертвой точке.

$$C_{s_{\max}} = -0,00557 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda \text{ тоннометров,}$$

где λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна рабочих цилиндров.

Двигатели со вспомогательными механизмами

Для уравновешивания сил инерции первого порядка, возникающих благодаря поступательно движущимся и вращающимся частям вспомогательных цилиндров, вспомогательные кривошипы расположены под углом 180° друг к другу. Величина неуравновешенной силы инерции вто-

рого порядка, возникающей благодаря поступательно движущимся массам вспомогательных цилиндров, представляется следующим выражением:

$$f_a = 0,00112n^2 (w_a \cdot r_a \cdot \lambda_a + w_b \cdot r_b \cdot \lambda_b) \text{ тонн},$$

где w_a — вес поступательно движущихся частей вспомогательного цилиндра A в тоннах;
 w_b — вес поступательно движущихся частей вспомогательного цилиндра B в тоннах;
 r_a — радиус кривошипа A в метрах;
 r_b — радиус кривошипа B в метрах;
 λ_a — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для кривошипа A ;
 λ_b — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для кривошипа B .

Если

$$w_a \cdot r_a = w_b \cdot r_b = w \cdot r$$

и

$$\lambda_a = \lambda_b = \lambda,$$

то

$$f_a = 0,00224w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda \text{ тонн}.$$

Также, если расстояние между вспомогательным механизмом A и цилиндром $З$ равно расстоянию между $З$ и B , то нет неуравновешенного момента второго порядка относительно плоскости, проходящей через середину двигателя, от поступательно движущихся масс вспомогательных цилиндров.

Величина вертикального момента первого порядка, возникающего благодаря вспомогательным цилиндрам:

$$C_v = 0,00112 (w + s) r \cdot n^2 \cdot L,$$

если положить, что

$$w_a \cdot r_a = w_b \cdot r_b = w \cdot r$$

и

$$s_a \cdot r_a = s_b \cdot r_b = s \cdot r.$$

Здесь L — расстояние между вспомогательными цилиндрами в метрах,
 s — вес вращающихся частей в тоннах;

Неуравновешенный вертикальный момент первого порядка, возникающий благодаря пяти рабочим цилиндрам, как уже было ранее найдено, равен:

$$C_v = -0,000503 (W + S) R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров}.$$

Отсюда для уравнивания этого момента первого порядка должно быть:

$$0,00112 (w + s) r \cdot n^2 \cdot L = 0,000503 (W + S) R \cdot n^2 \cdot a,$$

или

$$(w + s) r \cdot L = 0,4491 (W + S) R \cdot a.$$

Максимальная величина неуравновешенного вертикального момента первого порядка для пяти рабочих цилиндров наступает, когда криво-

шип рабочего цилиндра I расположен под углом 126° к верхней мертвой точке, в то время как максимальная величина неуравновешенного вертикального момента для вспомогательных цилиндров имеет место, когда кривошипы вспомогательных цилиндров расположены в мертвых точках.

Отсюда наилучшим расположением вспомогательных кривошипов является расположение вспомогательного кривошипа A под углом 126° к кривошипу цилиндра I , измеренным по направлению, обратному вращению коленчатого вала двигателя, как изображено на фиг. 56, a .

Горизонтальный момент будет также уравновешен при таком расположении вспомогательных кривошипов при условии, что

$$s \cdot r \cdot L = 0,4491 S \cdot R \cdot a.$$

Можно также уравновесить горизонтальный момент, если на каждом кривошипе как рабочих цилиндров, так и вспомогательных цилиндров будет прикреплен противовес достаточных размеров для уравновешивания вращающихся частей. В этом случае отношение между величинами весов и радиусов рабочих и вспомогательных цилиндров для уравновешивания вертикального момента первого порядка принимает следующий вид:

$$w \cdot r \cdot L = 0,449 W \cdot R \cdot a.$$

Если $L = 6a$,

$$w \cdot r = 0,07485 W \cdot R.$$

Для двигателя с вспомогательными механизмами и с расположением кривошипов, изображенным на фиг. 56, a , останутся следующие неуравновешенные силы и моменты:

1. Неуравновешенная вертикальная сила инерции второго порядка, возникающая благодаря поступательно движущимся частям вспомогательных цилиндров, величина которой выражается следующим образом:

$$f = 0,00224 w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda \text{ тонн.}$$

Эту силу можно выразить через основные величины для рабочих цилиндров путем подстановки

$$w \cdot r = 0,07485 W \cdot R,$$

предполагая, что $L = 6a$ и $\lambda = \frac{1}{4}$ как для главных, так и для вспомогательных цилиндров. Тогда

$$f = 0,0000419 W \cdot R \cdot n^2.$$

2. Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка, возникающий благодаря поступательно движущимся частям пяти рабочих цилиндров:

$$C_s = -0,00558 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda.$$

Если $\lambda = \frac{1}{4}$, то

$$C_s = -0,0014 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a.$$

На практике величина отношения $\frac{w \cdot r}{W \cdot R}$ колеблется от 0,5 до 0,75, так что найденная выше незначительная величина отношения 0,07485 может рассматриваться как невыполнимая. Кроме того, так как величина неуравновешенного момента второго порядка по сравнению с величиной неуравновешенного момента первого порядка велика и не изменяется благодаря добавлению вспомогательных механизмов, то уравновешивание двигателя в целом не улучшается заметным образом от наличия вспомогательных механизмов, расположенных согласно фиг. 56,а, даже если пренебречь величиной неуравновешенной вертикальной силы инерции второго порядка, возникающей благодаря поступательно движущимся частям вспомогательных механизмов.

Случай 2. Расположение кривошипов по фиг. 56,б. Неуравновешенные моменты для этого расположения кривошипов могут быть определены способом, указанным в случае 1.

Применяя прежние обозначения, получим следующие величины для неуравновешенных моментов:

Суммарный вертикальный момент первого порядка для пяти рабочих цилиндров

$$C_v = 0,00112 (W + S) R \cdot n^2 \cdot a (2,5 \cos A - 0,81931 \sin A).$$

Максимального значения этот момент достигает при расположении кривошипа рабочего цилиндра *I* под углом 162 или 242° к верхней мертвой точке:

$$C_{v\max} = 0,00295 (W + S) R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Горизонтальный момент для пяти рабочих цилиндров

$$C_h = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a (2,5 \sin A + 0,81231 \cos A).$$

Максимальное значение этого момента наступает при расположении кривошипа рабочего цилиндра *I* под углом 72 или 252° к верхней мертвой точке:

$$C_{h\max} = 0,00295 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Вертикальный момент второго порядка для пяти рабочих цилиндров

$$C_v = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda (2,5 \cos 2A + 3,44097 \sin 2A).$$

Максимальное значение этого момента наступает, когда кривошип рабочего цилиндра *I* расположен под углом 27; 117; 207 и 297° к верхней мертвой точке.

$$C_{v\max} = 0,00477 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda \text{ тоннометров.}$$

Двигатель с вспомогательными механизмами

Так как вспомогательные кривошипы расположены под углом 180° друг к другу, то силы инерции первого порядка уравновешены. Вели-

чина неуравновешенной силы инерции второго порядка, возникающей благодаря поступательно движущимся частям вспомогательных цилиндров, тождественна с величиной для случая 1 (см. выше), а именно:

$$f = 0,00224 \omega \cdot r \cdot n^2 \cdot \Lambda \text{ тонн.}$$

Моменты второго порядка, возникающие благодаря вспомогательным кривошипам, уравновешены, если расстояния от вспомогательных механизмов *A* и *B* до оси цилиндра *З* равны.

Величина неуравновешенного вертикального момента первого порядка, возникающего благодаря вспомогательным механизмам, равна:

$$c_p = 0,00112 (\omega + s) r \cdot n^2 \cdot L.$$

Отсюда для уравновешивания вертикального момента первого порядка для двигателя в целом необходимо следующее равенство:

$$0,00112 (\omega + s) r \cdot n^2 \cdot L = 0,00295 (W + S) R \cdot n^2 \cdot a,$$

т. е.

$$(\omega + s) r \cdot L = 2,6285 (W + S) R \cdot a.$$

Максимальное значение неуравновешенного вертикального момента первого порядка для пяти рабочих цилиндров наступает при расположении кривошипа рабочего цилиндра *1* под углом 162° к верхней мертвой точке, в то время как максимальное значение неуравновешенного вертикального момента первого порядка для вспомогательных цилиндров имеет место при расположении вспомогательных кривошипов в мертвых точках.

Следовательно, наилучшее положение вспомогательных кривошипов будет под углом 162° к кривошипу цилиндра *1* в направлении, обратном вращению двигателя, как изображено на фиг. 56,б.

Горизонтальный момент также уравновешивается при вышеприведенном положении кривошипов, если

$$s \cdot r \cdot L = 2,6285 S \cdot R \cdot a.$$

Горизонтальный момент также можно уравновесить при помощи противовесов, прикрепленных к щекам главных и вспомогательных кривошипов и имеющих размеры, необходимые для уравновешивания неуравновешенных вращающихся масс соответствующих цилиндров. В этом случае соотношение между основными размерами частей рабочих и вспомогательных цилиндров для устранения вертикального момента первого порядка должно быть следующим:

$$\omega \cdot r \cdot L = 2,6285 W \cdot R \cdot a.$$

Если $L = 6a$, то $\omega \cdot r = 0,4381 W \cdot R$.

Для двигателей с вспомогательными механизмами и с расположением кривошипов по фиг. 56,б остаются неуравновешенными следующие силы инерции и моменты их:

1. Неуравновешенная вертикальная сила инерции второго порядка,

возникающая благодаря поступательно движущимся частям вспомогательных цилиндров:

$$f = 0,00224 \omega \cdot r \cdot n^2 \lambda \text{ тонн.}$$

Это выражение может быть представлено в зависимости от величин для рабочих цилиндров при помощи подстановки $\omega \cdot r = 0,4381 W \cdot R$, предполагая, что $L = 6a$ и $\lambda = \frac{1}{4}$ как для главных, так и для вспомогательных цилиндров, т. е.

$$f_a = 0,000246 W \cdot R \cdot n^2.$$

2. Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка, возникающий благодаря поступательно движущимся частям пяти рабочих цилиндров:

$$C_s = 0,00476 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda.$$

Если $\lambda = \frac{1}{4}$, то это выражение принимает следующий вид:

$$C_s = 0,00119 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a.$$

Случай 3. Расположение кривошипов по фиг. 56, с. Применяя прежние обозначения, находим:

Суммарный вертикальный момент первого порядка для пяти рабочих цилиндров

$$C_o = 0,00112 (W + S) R \cdot n^2 \cdot a (4,73608 \cos A + 1,53885 \sin A).$$

Максимального значения этот момент достигает при расположении рабочего цилиндра 1 под углом 18 или 198° к верхней мертвой точке:

$$C_{o \max} = 0,0056 (W + S) R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Горизонтальный момент для пяти рабочих цилиндров

$$C_h = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a (4,73608 \sin A - 1,53885 \cos A).$$

Максимальное значение этого момента наступает, когда кривошип рабочего цилиндра 1 расположен под углом 108 или 288° к верхней мертвой точке.

$$C_{h \max} = 0,0056 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Вертикальный момент второго порядка для пяти рабочих цилиндров

$$C_s = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda (0,26392 \cos 2A - 0,36327 \sin 2A).$$

Максимального значения этот момент достигает при расположении рабочего цилиндра 1 под углом 63; 153; 243 и 333° к верхней мертвой точке.

$$C_{s \max} = -0,000503 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda \text{ тоннометров.}$$

Двигатель с вспомогательными механизмами

Так как вспомогательные кривошипы расположены под углом 180° друг к другу, то силы инерции первого порядка уравновешены, а величина неуравновешенной силы инерции второго порядка выразится следующим образом:

$$f = 0,00224 \omega \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda \text{ тонн.}$$

Моменты второго порядка, возникающие благодаря поступательно движущимся частям вспомогательных цилиндров, уравновешены, если расстояния от оси цилиндра $З$ до вспомогательных механизмов A и B равны между собой.

Величина неуравновешенного вертикального момента первого порядка, возникающего благодаря вспомогательным механизмам, выразится следующим образом:

$$C_1 = 0,00112 (\omega + s) r \cdot n^2 \cdot L \text{ тоннометров.}$$

Отсюда для уравновешивания вертикального момента первого порядка для двигателя в целом имеем:

$$0,00112 (\omega + s) r \cdot n^2 \cdot L = 0,0056 (W + S) R \cdot n^2 \cdot a,$$

т. е.

$$(\omega + s) r \cdot L = 5 (W + S) R \cdot a.$$

Максимальное значение неуравновешенного вертикального момента первого порядка для пяти рабочих цилиндров наступает при расположении кривошипа 1 под углом 18° к верхней мертвой точке, в то время как максимальное значение неуравновешенного вертикального момента первого порядка для вспомогательных цилиндров имеет место, когда вспомогательные кривошипы находятся в мертвых точках.

Следовательно, наилучшее расположение для вспомогательных кривошипов будет при положении вспомогательного кривошипа B под углом 18° к кривошипу рабочего цилиндра 1 , измеренным в направлении, обратном вращению двигателя, как изображено на фиг. 56, с.

Горизонтальный момент при таком расположении вспомогательных кривошипов также уравновешивается, если соблюдено условие:

$$s \cdot r \cdot L = 5 S \cdot R \cdot a.$$

Кроме того, горизонтальный момент можно уравновесить при помощи прикрепленных к щекам кривошипов рабочих и вспомогательных цилиндров противовесов достаточных размеров для уравновешивания вращающихся масс соответствующих цилиндров.

В этом случае для уравновешивания вертикального момента первого порядка соотношение между величинами для кривошипов рабочих и вспомогательных цилиндров должно иметь следующий вид:

$$\omega \cdot r \cdot L = 5 W \cdot R \cdot a.$$

Если $L = 6a$, то

$$\omega \cdot r = 0,83334 W \cdot R.$$

Для двигателей с вспомогательными механизмами и кривошипами, расположенными, как изображено на фиг. 56, с, неуравновешенными остаются:

1. Неуравновешенная вертикальная сила инерции второго порядка, возникающая благодаря поступательно движущимся частям вспомогательных цилиндров:

$$f = 0,00224 w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda \text{ тонн.}$$

Это выражение может быть представлено в зависимости от величин для рабочих цилиндров при помощи подстановки: $w \cdot r = 0,83334 W \cdot R$, если положить, что $L = 6a$ и $\lambda = \frac{1}{4}$ как для рабочих, так и для вспомогательных цилиндров, т. е.

$$f = 0,000467 W \cdot R \cdot n^2 \text{ тонн.}$$

2. Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка, возникающий благодаря поступательно движущимся массам пяти рабочих цилиндров:

$$C_s = 0,000503 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \lambda.$$

Если $\lambda = \frac{1}{4}$, то

$$C_s = 0,000126 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Сводка для учета влияния вспомогательных механизмов на уравнивание двигателя приведена в табл. 34 для трех случаев (а), (б) и (с), изображенных на фиг. 56.

Таблица 34

Влияние вспомогательных механизмов на уравнивание пятицилиндровых двигателей

С л у ч а й	Коэффициенты для сил инерции P		Коэффициенты для моментов сил инерции Q	
	Первого порядка	Второго порядка	Первого порядка	Второго порядка
(а) фиг. 56 без вспомогательных механизмов	Нет	Нет	0,000503	0,0014
(а) фиг. 56 с вспомогательными механизмами	"	0,0000419	Нет	0,0014
(б) фиг. 56 без вспомогательных механизмов	Нет	Нет	0,00295	0,00119
(б) фиг. 56 с вспомогательными механизмами	"	0,000246	Нет	0,00119
(с) фиг. 56 без вспомогательных механизмов	Нет	Нет	0,0056	0,000126
(с) фиг. 56 с вспомогательными механизмами	"	0,000467	Нет	0,000126

Примечания: 1. Вращающиеся массы каждого цилиндра уравновешены противовесами, прикрепленными к щекам кривошипов.

2. Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4.

3. Максимальная величина вертикальной силы инерции:

$$F_0 = W \cdot R \cdot n^2 \cdot P \text{ тонн.}$$

4. Максимальная величина вертикального момента:

$$C_0 = W \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot Q \text{ тоннометров,}$$

где W — вес поступательно движущихся частей одного рабочего цилиндра в тоннах;

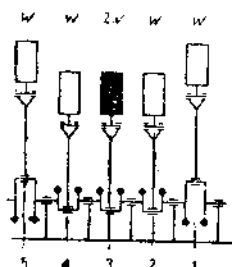
R — радиус кривошипов рабочих цилиндров в метрах;

n — число оборотов в минуту;

a — расстояние между осями цилиндров в метрах;

P и Q — коэффициенты из табл. 34.

Из таб. 34 видно, что при применении вспомогательных механизмов в случае (а) фиг. 56 момент первого порядка уравнивается, в то время как величина момента второго порядка остается неизменной. Кроме того, при применении вспомогательных механизмов в случае (а) (фиг. 56) возникает неуравновешенная сила инерции второго порядка.



Фиг. 57.

Применение вспомогательных механизмов в случае (б) (фиг. 56) также уравнивает момент первого порядка и обуславливает возникновение вертикальной силы инерции второго порядка. Величина вертикальной силы инерции второго порядка, возникающей благодаря поступательно движущимся частям вспомогательных механизмов, в этом случае больше, чем в случае (а). Величина вертикального момента второго порядка, возникающего благодаря поступательно движущимся частям

рабочих цилиндров, на которые не оказывают влияния вспомогательные цилиндры, несколько меньше, чем в случае (а).

В случае (с) момент первого порядка также уравнивается, но величина неуравновешенной вертикальной силы инерции второго порядка, возникающей благодаря поступательно движущимся частям вспомогательных цилиндров, значительно больше, чем в случаях (а) и (б). Величина неуравновешенного момента второго порядка, возникающего благодаря поступательно движущимся частям рабочих цилиндров, на значение которой не оказывает влияния добавление вспомогательных цилиндров, значительно меньше, чем в случаях (а) и (б).

На фиг. 57 изображен способ полного уравнивания сил инерции и моментов первого и второго порядков для пятицилиндровых двигателей.

Вес поступательно движущихся частей цилиндра 3 вдвое больше остальных, что делает эту схему расположения кривошипов по существу тождественной со схемой расположения кривошипов для шестицилиндрового двигателя (см. пример 14 табл. 28), в которой цилиндры 3 и 4 соединены вместе для образования пятицилиндрового двигателя.

Если на щеках кривошипов каждого цилиндра установить противовесы достаточных размеров для уравнивания вращающихся масс каждого цилиндра в отдельности, то моменты от сил инерции вращаю-

щихся масс устраняются; таким образом вес вращающихся частей (для случая на фиг. 57) можно взять во всех цилиндрах одинаковым¹.

Сравнение расчетов для пятицилиндровых двигателей

1. Нормальный двигатель без специальных устройств для уравнивания. Расположение кривошипов приведено в прикре 11 табл. 28.

Двигатель простого действия; диаметр цилиндров—304,8 мм; ход поршня—457,2 мм; $n=200$ об/мин (см. табл. 7).

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,0041 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 3,44 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтальный момент:

$$0,000755 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 0,63 \text{ тоннометра.}$$

2. Такой же двигатель, но расположение кривошипов, как в прикре 12 табл. 28.

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,0113 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 9,45 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтальный момент:

$$0,00442 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 3,7 \text{ тоннометра.}$$

3. Такой же двигатель, но расположение кривошипов, как в прикре 13 табл. 28.

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,0195 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 16,3 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтальный момент:

$$0,0084 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 7,05 \text{ тоннометра.}$$

4. Такой же двигатель, но расположение кривошипов по фиг. 56, с. Для уравнивания момента первого порядка:

$$w \cdot r \cdot L = 5 W \cdot R \cdot a.$$

Если $L = 6a$, то

$$w \cdot r = 0,8334 W \cdot R.$$

¹ Если не ставить противовесы на всех кривошипах, то, очевидно, нужно удвоить не только вес поступательно движущихся частей цилиндра 3, но также удвоить и вес вращающихся частей того же цилиндра (фиг. 57). (Прим. ред.)

На практике величина отношения $\frac{w \cdot r}{W \cdot R}$ колеблется от 0,5 до 0,75, и для получения теоретически необходимой величины 0,8334, вероятно, пришлось бы прибегнуть к добавочным массам на кривошипном механизме вспомогательного цилиндра.

Тогда из табл. 34:

Вертикальная сила инерции:

$$0,000467 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 = 1,28 \text{ тонны.}$$

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,000126 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,61 = 0,21 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтального момента нет.

ГЛАВА IX ШЕСТИЦИЛИНДРОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Расположение кривошипов

Обычное для шестицилиндровых двигателей расположение кривошипов приведено в примерах 14, 15, 16, 17 и 18 табл. 28.

Кроме уравнивания на расположение кривошипов многоцилиндровых двигателей оказывают влияние следующие факторы:

1. Крутящий момент должен быть по возможности равномерным.
2. Кривошипы должны быть расположены по возможности под большими углами друг к другу, чтобы избежать чрезмерной нагрузки на коренные подшипники при одновременных рабочих ходах в соседних цилиндрах.
3. Отдельные части составного вала должны быть взаимно заменяемыми.
4. В четырехтактных двигателях пальцы соседних кривошипов не должны быть расположены на одной оси, чтобы предотвратить концентрацию нагрузок от центробежной силы и сил инерции на подшипниках, находящихся между кривошипами.
5. Максимум крутящего момента не должен совпадать с максимумом изгибающего момента.
6. Нужно помнить о трудностях производства.

Расположение кривошипов примера 14 табл. 28 применимо только к четырехтактным двигателям. В двухтактных двигателях в соседних цилиндрах вспышки происходили бы одновременно. В четырехтактных двигателях простого действия вспышки происходят через равные интервалы в 120° , а в четырехтактных двигателях двойного действия—через равные интервалы в 60° .

Так как кривошипы 3 и 4 находятся по одну сторону от оси коленчатого вала, то подшипник, находящийся между ними, подвержен концентрированной нагрузке от центробежной силы и силы инерции,

и поэтому желательно между этими двумя цилиндрами поместить два юдшипника.

Следует также отметить, что в четырехтактных двигателях наименьшее число цилиндров, обеспечивающее пуск двигателя из всех положений, равно шести.

При этом расположении кривошипов получается полное общее внешнее равновесие сил и моментов сил первого и второго порядков; при нормальной конструкции для полного уравнивания нужно не меньше шести цилиндров. Особая конструкция уравновешенного пятицилиндрового двигателя, с тяжелыми движущимися частями цилиндра 3, уже нами описана ранее.

Расположение кривошипов в примерах 15 и 16 табл. 28 применимо для двухтактных двигателей простого действия, в которых вспышки происходят через равные интервалы в 60° , и для двухтактных двигателей двойного действия, в которых вспышки происходят через неравные интервалы.

Так как соседние кривошипы расположены под углом в 180° друг к другу, то вал может быть сконструирован из трех взаимозаменяемых частей.

Неуравновешенных сил инерции нет, но в примере 15 при равных расстояниях между осями цилиндров неуравновешенными остаются моменты второго порядка. В примере 16 при увеличенном расстоянии между осями цилиндров 3 и 4 неуравновешенными остаются моменты как первого, так и второго порядков.

Основным преимуществом подобного устройства является легкость производства и заменяемость частей вала. Пример 16 неприменим к быстроходным двигателям благодаря величине неуравновешенных моментов, которые значительно больше, чем при другом расположении, приведенном в примере 17 табл. 28.

Пример 17 табл. 28 также применим для двухтактных двигателей, причем в двигателях простого действия вспышки происходят через равные интервалы в 60° , а в двигателях двойного действия они происходят через неравные интервалы.

В этом случае производство валов не так легко, как при устройстве, приведенном в примерах 15 и 16, где в отдельных частях вала кривошипы расположены в одной плоскости, и вал не может быть разделен больше, чем на две взаимозаменяемые части.

Неуравновешенных сил инерции нет; неуравновешенными остаются только вертикальные моменты второго порядка. Поэтому это расположение кривошипов получило распространение в практике как правильное решение, если требуется уравниваемость сил инерции и моментов первого порядка; оно является стандартным для быстроходных двухтактных двигателей.

В примере 18 табл. 28 приведено другое устройство коленчатого вала шестицилиндровых двигателей. Если расположение кривошипов соответствует 1-4-2-6-3-5, то этим достигается полная уравниваемость моментов второго порядка, но моменты первого порядка будут не уравновешены. Этот пример интересен тем, что здесь для уравнивания моментов первого порядка можно использовать вспомогательные механизмы, создавая таким образом полную внешнюю

уравновешенность двигателя, причем в этом случае единственной неуравновешенной остается лишь незначительная сила инерции второго порядка, возникающая благодаря вспомогательным кривошипам, как уже упоминалось, в связи с трех- и четырехцилиндровыми двигателями.

Влияние расстояния между осями цилиндров

В примере 14 табл. 28, где все силы инерции и моменты их уравновешены, расстояние между осями цилиндров не оказывает влияния на внешнее равновесие двигателя. Однако расстояние между осями цилиндров должно быть по возможности мало, чтобы уменьшить до минимума действие сил инерции и центробежной силы между соседними кривошипами.

На фиг. 58 схематически изображено расположение кривошипов в шестицилиндровом двигателе. Всего изображено три типа расположения кривошипов: 1-4-5-2-3-6, 1-6-2-4-3-5 и 1-4-2-6-3-5.

Влияние расстояния между осями цилиндров в этих трех случаях можно исследовать следующим образом.

Случай А. Расположение кривошипов: 1-4-5-2-3-6.

Вертикальные моменты первого порядка

Так как силы инерции уравновешены, то величина неуравновешенного момента не зависит от выбора места расположения плоскости отсчета. Удобнее всего будет считать ее проходящей через ось цилиндра 6, устраняя таким образом момент, возникающий благодаря силам инерции этого цилиндра.

Вертикальный момент первого порядка, возникающий благодаря цилиндру 1:

$$C_1 = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 (4a + b) \cdot \cos A.$$

Для цилиндра 2:

$$\begin{aligned} C_2 &= 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 (3a + b) \cdot \cos (A + 180^\circ) = \\ &= -0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 (3a + b) \cdot \cos A. \end{aligned}$$

Для цилиндра 3:

$$\begin{aligned} C_3 &= 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 (2a + b) \cdot \cos (A + 120^\circ) = \\ &= 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 (2a + b) \left(-\frac{1}{2} \cos A - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin A \right). \end{aligned}$$

Для цилиндра 4:

$$\begin{aligned} C_4 &= 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot 2a \cdot \cos (A + 300^\circ) = \\ &= 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot 2a \left(\frac{1}{2} \cos A + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin A \right). \end{aligned}$$

Для цилиндра 5:

$$C_5 = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot \cos (A + 240^\circ) =$$

$$= 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \left(-\frac{1}{2} \cos A + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin A \right).$$

Отсюда суммарный момент первого порядка:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 = \\ = 0,00056 W' \cdot R \cdot n^2 (a - b) (\cos A + \sqrt{3} \cdot \sin A).$$

Из вышеприведенного уравнения очевидно, что при $a = b$ вертикальные моменты первого порядка уравниваются. При максимальном значении момента:

$$\frac{dC}{dA} = 0,$$

т. е.

$$-\sin A + \sqrt{3} \cdot \cos A = 0,$$

или

$$\frac{\sin A}{\cos A} = \operatorname{tg} A = \sqrt{3}.$$

A равняется поэтому 60 или 240° для максимальных значений C , а величина максимального неуравновешенного вертикального момента первого порядка равна:

$$C_{\max} = 0,00056 W' \cdot R \cdot n^2 (a - b) (\cos 60^\circ + \sqrt{3} \cdot \sin 60^\circ) = \\ = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 (a - b).$$

Когда $b = a$, как изображено на фиг. 5, этот момент равен нулю.

Когда $b = 2a$, как изображено на фиг. 3, максимальный вертикальный момент первого порядка равен:

$$C_{\max} = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a,$$

где W' — вес поступательно движущихся и вращающихся частей для одного цилиндра в тоннах.

Горизонтальные моменты

Неуравновешенный горизонтальный момент также может быть вычислен тем же самым способом, причем оказывается, что максимальный неуравновешенный горизонтальный момент возникает, когда кривошип I расположен под углом 150 или 330° к верхней мертвой точке, т. е. максимальный горизонтальный момент сдвинут по фазе на угол 90° относительно вертикального момента.

Величина горизонтального момента при $b = 2a$, как изображено на фиг. 3, равна:

$$C_{\max} = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a,$$

как и для вертикального момента, где S — вес вращающихся частей одного цилиндра в тоннах; при $b = a$, как изображено на фиг. 5, горизонтальные моменты уравниваются.

Вертикальный момент второго порядка

Предположив, что плоскость отсчета проходит через ось цилиндра 6, будем иметь:

Момент второго порядка для цилиндра 1:

$$C_1 = 0,00112 W \cdot R \cdot n^3 \cdot \lambda (4a + b) \cdot \cos 2A.$$

Для цилиндра 2:

$$C_2 = 0,00112 W \cdot R \cdot n^3 \cdot \lambda (3a + b) \cdot \cos 2(A + 180^\circ) = \\ = 0,00112 W \cdot R \cdot n^3 \cdot \lambda (3a + b) \cdot \cos 2A.$$

Для цилиндра 3:

$$C_3 = 0,00112 W \cdot R \cdot n^3 \cdot \lambda (2a + b) \cdot \cos 2(A + 120^\circ) = \\ = 0,00112 W \cdot R \cdot n^3 \cdot \lambda (2a + b) \left(-\frac{1}{2} \cos 2A + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2A \right).$$

Для цилиндра 4:

$$C_4 = 0,00112 W \cdot R \cdot n^3 \cdot \lambda \cdot 2a \cdot \cos 2(A + 300^\circ) = \\ = 0,00112 W \cdot R \cdot n^3 \cdot \lambda \cdot 2a \left(\frac{1}{2} \cos 2A + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2A \right).$$

Для цилиндра 5:

$$C_5 = 0,00112 W \cdot R \cdot n^3 \cdot \lambda \cdot a \cdot \cos 2(A + 240^\circ) = \\ = 0,00112 W \cdot R \cdot n^3 \cdot \lambda \cdot a \left(-\frac{1}{2} \cos 2A - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2A \right).$$

Отсюда суммарный неуравновешенный вертикальный момент второго порядка:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 = \\ = 0,00056 W \cdot R \cdot n^3 \cdot \lambda [(9a + 3b) \cdot \cos 2A + (3\sqrt{3}a + \sqrt{3}b) \cdot \sin 2A].$$

Когда $b = a$, как изображено на фиг. 5, это выражение принимает следующий вид:

$$C = 0,00224 W \cdot R \cdot n^3 \cdot \lambda \cdot a (3 \cos 2A + \sqrt{3} \cdot \sin 2A).$$

При максимальных значениях момента:

$$\frac{dC}{dA} = 0,$$

т. е.

$$-6 \sin 2A + 2 \cdot \sqrt{3} \cdot \cos 2A = 0,$$

или

$$\frac{\sin 2A}{\cos 2A} = \operatorname{tg} 2A = \frac{2\sqrt{3}}{6} = \frac{1}{\sqrt{3}}.$$

Отсюда для максимальных значений момента A равняется 15; 105; 195 или 285°, и величина максимального неуравновешенного момента второго порядка:

$$C_{\max} = 0,00775 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a.$$

Когда $b = 2a$, как указано на фиг. 3:

$$C = 0,0056 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a (15 \cos 2A + 5 \cdot \sqrt{3} \cdot \sin 2A).$$

Как и раньше, при максимальных значениях $\frac{dC}{dA} = 0$, т. е.

$$-15 \sin 2A + \frac{5}{\sqrt{3}} \cdot \cos 2A = 0,$$

или

$$\frac{\sin 2A}{\cos 2A} = \operatorname{tg} 2A = \frac{5\sqrt{3}}{15} = \frac{1}{\sqrt{3}}.$$

Отсюда для максимальных значений момента A равно 15; 105; 195 или 285°, и величина максимального неуравновешенного вертикального момента второго порядка:

$$C_{\max} = 0,0097 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a,$$

где W — вес поступательно движущихся частей для одного цилиндра в тоннах.

Случай В. Расположение кривошипов: 1-6-2-4-3-5. В этом случае моменты первого порядка уравновешены, а по этому расстояние между осями цилиндров не оказывает никакого влияния на уравновешенность первого порядка.

Моменты второго порядка

Таким же образом, как и в случае А, можно найти, что при этом расположении кривошипов неуравновешенный момент второго порядка:

$$C = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a (3 \cos 2A - \sqrt{3} \cdot \sin 2A).$$

Этот момент таким образом не зависит от расстояния между осями цилиндров 3 и 4, т. е. величина неуравновешенного момента будет одинаковой как для расположения, изображенного на фиг. 5, так и для расположения, изображенного на фиг. 3.

При максимальных значениях момент $\frac{dC}{dA} = 0$, т. е.

$$-6 \sin 2A - \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \cos 2A = 0,$$

или

$$\frac{\sin 2A}{\cos 2A} = \operatorname{tg} 2A = -2 \frac{\sqrt{3}}{6} = -\frac{1}{\sqrt{3}}.$$

Откуда, для максимальных значений момента A равно 75; 165; 255 или 345°, и величина максимального момента:

$$C_{\max} = 0,0039 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a,$$

где W — вес поступательно движущихся частей одного цилиндра в тоннах.

Случай С. Расположение кривошипов: 1-4-2-6-3-5. В этом примере уравновешены вертикальные моменты второго порядка, и поэтому расстояние между осями цилиндров не влияет на уравновешенность второго порядка.

Вертикальные моменты первого порядка

Неуравновешенные вертикальные моменты первого порядка вычисляются тем же способом, как и в случае А, и выражаются следующей величиной:

$$C = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot (3 \cos A + \sqrt{3} \cdot \sin A).$$

Максимальный момент возникает, когда кривошип 1 расположен под углом 30 или 210° к верхней мертвой точке, и выражается следующим образом:

$$C_{\max} = 0,0039 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a,$$

где W' — вес поступательно движущихся и вращающихся частей для одного цилиндра в тоннах.

Горизонтальные моменты

Подобным же образом неуравновешенный горизонтальный момент:

$$C = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a (3 \sin A - \sqrt{3} \cdot \cos A).$$

Максимальное значение его наступает, когда кривошип 1 расположен под углом 120 или 300° к верхней мертвой точке. Величина этого максимального момента такая же, как и величина вертикального момента первого порядка, а именно:

$$C_{\max} = 0,0039 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a,$$

где S — вес вращающихся частей для одного цилиндра в тоннах.

Из вышеприведенного уравнения видно, что вертикальные и горизонтальные моменты первого порядка не зависят от расстояния между осями цилиндров 3 и 4, т. е. что величина момента для расположений, изображенных на фиг. 5 и 3, одинакова.

Противовесы

В примере 14 табл. 28, где достигается полная уравновешенность двигателя, противовесы не имеют никакого влияния на внешнее равновесие двигателя.

В случае А (фиг. 58), при расположении кривошипов, соответствующем 1-4 5-2-3-6, моменты первого порядка уравниваются при условии равенства расстояний между осями цилиндров, как изображено на фиг. 5, а поэтому вращающиеся противовесы, прикрепленные к щекам кривошипов, не оказывают влияния на уравниженность моментов второго порядка, т. е. добавление противовесов не влияет на внешнюю уравниженность этих двигателей.

В подобных случаях, когда уравниженность двигателя в целом зависит от жесткости рамы и ее способности передавать нагрузку от сил инерции и центробежной силы между соседними цилиндрами, необходимо придавать конструкции рамы, картеру и т. п. большую жесткость. Прогиб этих частей под действием нагрузки является роковым для уравниженности; легкие конструкции рам могут дать серьезные колебания в двигателях, которые в противном случае могли бы быть вполне уравновешены.

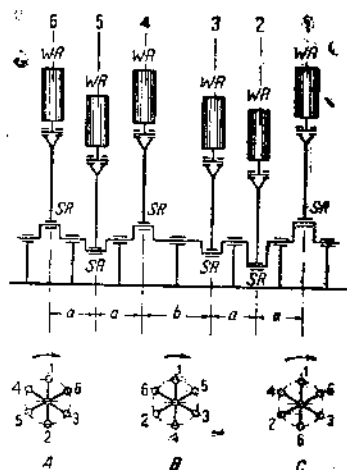
Следует также помнить о возможности возникновения резонанса в частях рамы двигателя. Это относится в особенности к большим плоским металлическим площадям — таким, как стенки балок рамы и плоские стенки картера или ног станины. Где такие площади имеются, они должны быть укреплены ребрами. В передней и задней балках рамы этого можно с успехом достичь, делая боковые их стенки гофрированными. Ноги станины или картер должны быть хорошо укреплены в продольном и поперечном направлении, чтобы обеспечить соответствующую жесткость и чтобы оградить их от возможности возникновения колебаний.

В многоцилиндровых двигателях, в которых силы инерции и моменты первого порядка уравниваются, вращающиеся противовесы, прикрепленные к щекам кривошипов, не оказывают влияния на внешнее равновесие двигателя.

Для быстроходных двигателей или двигателей с тяжелыми движущимися частями, как, например, двигатели двойного действия, устройство на щеках кривошипов противовесов может иметь важное значение, особенно в том случае, когда рамы двигателей довольно длинные.

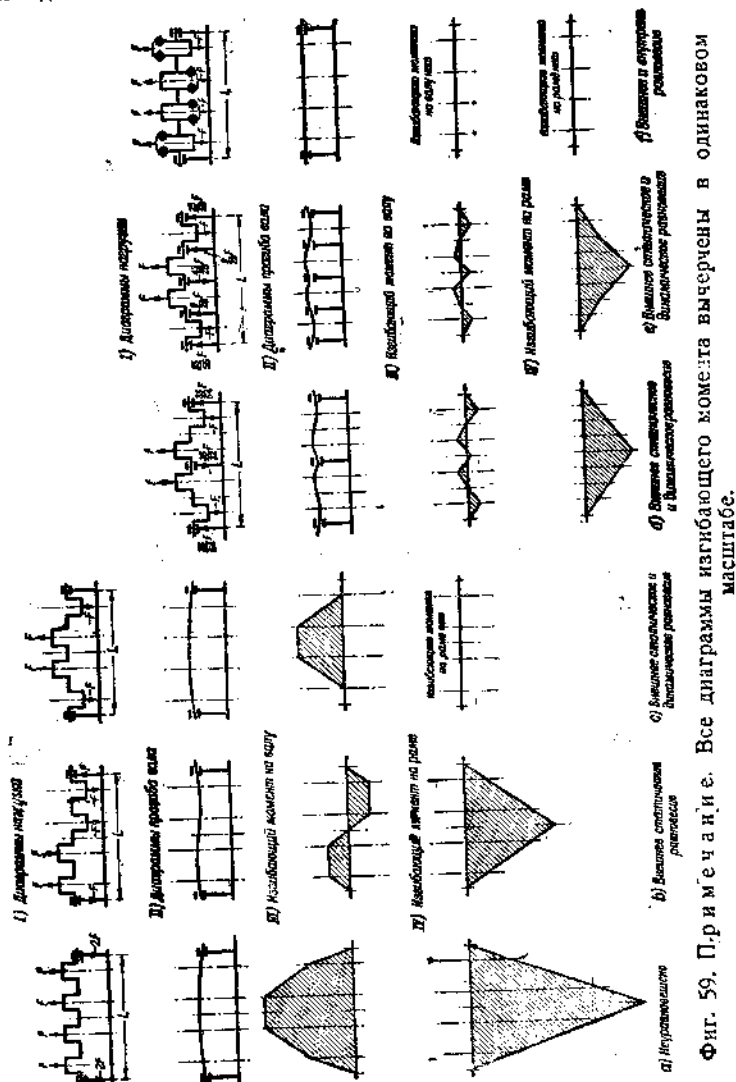
Фиг. 59 разъясняет значение „внешней“ и „внутренней“ уравниженности. Двигатель является внешне уравновешенным, когда для равновесия не требуется приложения никакой внешней силы или пары сил. Теоретически такой двигатель не требует никакого укрепления его на фундаменте, поскольку речь идет о влиянии сил инерции.

На фиг. 59,а изображен четырехколенчатый вал, причем к каждому кривошипу прикреплены равные вращающиеся массы, благодаря которым возникают равные центробежные силы инерции F . Концы вала покоятся в двух подшипниках.



Фиг. 58.

Прежде всего рассмотрим внешнее равновесие этого устройства. Равнодействующая центробежной силы инерции, вызываемой массами четырех кривошипов, равна $4F$, причем эта сила стремится приподнять вал и раму на фундаменте. Если рама не укреплена на фундаменте, то приподнимающей центробежной силе инерции оказывает сопротивление



Фиг. 59. Примечанье. Все диаграммы изгибающего момента вычерчены в одинаковом масштабе.

- а) Неуравновешенный двигатель.
- б) Внешнее статическое равновесие.
- в) Внешнее статическое и динамическое равновесие (первого порядка).
- г) Внешнее статическое и динамическое равновесие (первого порядка).
- д) Внешнее статическое и динамическое равновесие (первого порядка).
- е) Внешнее статическое и динамическое равновесие (первого порядка).
- ж) Внешнее статическое и динамическое равновесие (первого порядка).

вес вала и рамы W , который приложен в центре тяжести двигателя и действует вниз. Для достижения равновесия W должно быть равно $4F$.

На практике W обычно бывает значительно больше $4F$, и действие неуравновешенной центробежной нагрузки должно уменьшить давление на фундамент до $(W - 4F)$ при том положении вала, которое изображено на диаграмме. Когда же вал повернется на 180° , действие неуравно-

зешенной центробежной нагрузки должно увеличить давление на фундамент до $(W + 4F)$. Таким образом система, изображенная на фиг. 59,а находится в состоянии внешней неуровновешенности, так как для достижения уравновешенности требуется приложение внешней силы. Следует отметить, что даже, когда равновесие достигнуто при помощи внешне приложенной силы, давление на фундамент не является величиной постоянной. Эта меняющаяся нагрузка на фундамент может вызвать серьезные вибрации.

Рассмотрим теперь внутренние нагрузки на вал и раму. Коленчатый вал удерживается в равновесии относительно рамы благодаря двум реакциям — $2F$ у подшипников, которые вместе сопротивляются центробежной силе инерции вращающихся масс кривошипов $4F$. Эти реакции подшипников должны рассматриваться как внешние силы, действующие на вал. Получающиеся изгибающие моменты вала изображены на диаграмме изгибающих моментов. Максимальный изгибающий момент вала равен — $\frac{F \cdot L}{2}$ в сечении между двумя центральными кривошипами.

Рама сохраняет свое равновесие относительно фундамента при помощи своего веса W , действующего вниз в центре тяжести (при условии отсутствия внешних креплений). Максимальный изгибающий момент, действующий на раму посередине ее, равен поэтому $F \cdot L$.

Таким образом максимальные внутренние изгибающие моменты, действующие на вал и раму, соответственно равны: — $\frac{F \cdot L}{2}$ и $F \cdot L$.

На фиг. 59,б вращающиеся массы расположены парами под углом 180° . Сумма центробежных сил инерции, действующих вверх и возникающих благодаря левой паре вращающихся масс, уравновешивается суммой центробежных сил инерции, действующих вниз и возникающих благодаря правой паре. Поэтому никакой равнодействующей силы не возникает, а вал и рама не стремятся приподняться на фундаменте, т. е. для сохранения равновесия не требуется приложения никакой внешней силы. Вся система находится в состоянии внешнего статического равновесия. Однако имеется результирующий неуровновешенный момент $F \cdot L$, стремящийся опрокинуть двигатель на фундаменте. Отметим, что так как нет неуровновешенной равнодействующей силы инерции, то величина опрокидывающего момента не зависит от расположения плоскости отсчета. Для сохранения равновесия требуется внешний момент $F \cdot L$. Если предположить, что рама стремится повернуться относительно правого ребра, когда вал занимает положение, изображенное на диаграмме, и относительно левого, когда вал повернется на 180° , и если рама не укреплена на фундаменте, то вес рамы W для сохранения равновесия должен быть таков, чтобы

$$\frac{W \cdot L}{2} = F \cdot L, \text{ или } W = 2F.$$

Рассмотрим теперь внутреннюю нагрузку на вал и раму. Вал удерживается в равновесии относительно рамы реакциями подшипников F и $-F$. Максимальный изгибающий момент вала равен $\frac{F \cdot L}{8}$, причем он со-

ответствует сечению между парами кривошипов, как изображено на диаграмме изгибающего момента.

Рама удерживается в равновесии относительно фундамента при помощи момента, возникающего благодаря ее весу W , действующему в центре тяжести системы. Для равновесия необходимо, чтобы $W = 2F$, а максимальный изгибающий момент рамы посередине ее равен $\frac{F \cdot L}{2}$,

как изображено на диаграмме изгибающего момента.

На фиг. 59, с изображены две центральные вращающиеся массы, расположенные под углом 180° к наружным массам.

Рассмотрим сначала внешнее равновесие этого устройства. Центробежная сила инерции, направленная вверх и возникающая благодаря вращающимся массам двух центральных кривошипов, уравнивается центробежной силой инерции, действующей вниз и возникающей благодаря вращающимся массам двух внешних кривошипов. Момент, действующий по часовой стрелке и возникающий благодаря силам инерции правой пары кривошипов, уравнивается моментом, действующим против часовой стрелки и возникающим благодаря силам инерции левой пары кривошипов. Поэтому здесь нет ни равнодействующих сил инерции, ни моментов; рама не стремится подняться или опрокинуться относительно фундамента, т. е. для сохранения равновесия не требуется никакой внешней силы или момента. Поэтому эта система внешне уравновешена.

Теперь рассмотрим внутреннюю нагрузку на вал и раму. Вал сохраняет равновесие относительно рамы благодаря усилию от внутренних масс, действующему вверх и оказывающему сопротивление усилию от наружных масс, действующему вниз. Так как эти силы действуют не в одной плоскости вращения, то вал подвергается действию изгибающих моментов, как это видно из диаграммы изгибающего момента. Максимальный изгибающий момент, действующий на вал, равен $\frac{F \cdot L}{4}$ в сечении между центральными кривошипами.

При условии, что вал достаточно жесток для того, чтобы выносить без заметного прогиба центробежную нагрузку, никаких неуравновешенных сил инерции или моментов, действующих на раму, нет. Однако, если имеет место прогиб, подающийся определению, на раму будут действовать имеющие серьезное значение неуравновешенные силы инерции. Так как последние имеют переменный характер, то может возникнуть сильная вибрация.

На фиг. 59, d изображена схема вала, имеющего между центральными кривошипами третий подшипник. Допустив, что вал на протяжении всей своей длины одинаково гибок и что подшипники находятся на одном уровне, можно вычислить величину и направление реакций подшипников, как показано на диаграмме. Влияние третьего подшипника заключается в уменьшении величины максимального изгибающего момента, действующего на вал, до $\frac{35 F \cdot L}{112}$ за счет возникновения изгибающего момента

максимальной величины $\frac{35 F \cdot L}{128}$, действующего на раму двигателя.

На фиг. 59, *e* между каждой парой кривошипов добавляются подшипники. В этом случае величина максимального изгибающего момента, действующего на вал, уменьшается еще больше до $\frac{25 F \cdot L}{448}$, но изгибающий момент, действующий на раму, увеличивается до $\frac{34 F \cdot L}{112}$.

Диаграммы (*c*), (*d*) и (*e*) фиг. 59 иллюстрируют насущную необходимость устройства соответствующего числа опор для валов многоцилиндровых двигателей, так же как и необходимость снабжения их достаточно жесткими рамами, которые в состоянии воспринимать действие неуравновешенных моментов, возникающих между любыми двумя или большим количеством соседних кривошипов, без значительных деформаций. Также желательно избегать местной жесткости в коленчатых валах; фланцевые соединения щеки и кривошипов должны быть сконструированы, принимая это во внимание.

На практике все неуравновешенные моменты, возникающие между любыми двумя или большим количеством соседних цилиндров многоцилиндрового двигателя, могут рассматриваться как действующие на раму, так как можно считать, что коленчатый вал имеет в раме жесткую опору, но обладает моментом сопротивления, который ничтожен по сравнению с моментом сопротивления рамы.

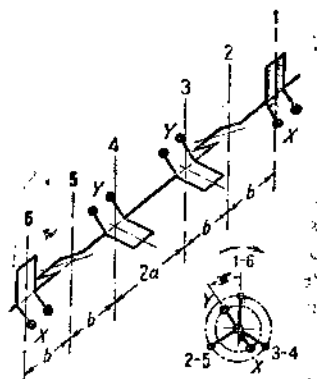
На фиг. 59, *f* расположение кривошипов такое же, как на фиг. 59, *e*, но на каждой паре щек кривошипов добавлены противовесы, дающие центробежную силу, равную центробежной силе масс кривошипов и действующую в противоположном направлении. Таким образом массы кривошипов уравновешены каждая в отдельности и не нагружают раму и вал внутренними изгибающими моментами. Такое расположение кривошипов уравновешено как внутренне, так и внешне.

Поэтому для улучшения внутреннего равновесия „внешне“ уравновешенного двигателя, как в примере 14 табл. 28, могут употребляться вращающиеся противовесы.

В случае шестицилиндровых двигателей с вращающимися противовесами, прикрепленными к каждой паре щек кривошипов, общее влияние их на равномерность хода двигателя делает излишним наличие внешнего маховика. Однако влияние этих добавочных масс кривошипов на период собственных крутильных колебаний вала должно быть тщательно исследовано.

На фиг. 60 изображен другой метод „внутреннего“ уравновешивания „внешне“ уравновешенного шестицилиндрового двигателя. Вал может быть разделен на две группы по три кривошипа, в которых силы инерции первого и второго порядков уравновешены, а моменты первого и второго порядков не уравновешены (пример 5 табл. 28).

Так как силы инерции каждой группы уравновешены, то величина



Фиг. 60.

неуравновешенных моментов является независимой от расположения плоскости отсчета.

Рассмотрим группу, содержащую кривошипы 1, 2 и 3. Максимальный неуравновешенный вертикальный момент первого порядка возникает, когда кривошип 1 расположен под углом 30° к верхней мертвой точке, и равняется:

$$C_{\max} = 0,00112 \sqrt{3} \cdot W \cdot R \cdot n^2 \cdot b \text{ тоннометров,}$$

где W — та часть неуравновешенного веса движущихся частей одного цилиндра, которую желательно уравновесить, в тоннах;

R — радиус кривошипа в метрах;

n — число оборотов в минуту;

b — расстояние между цилиндрами в метрах.

Вертикальный момент первого порядка может быть уравновешен вращающимися противовесами, прикрепленными к щекам кривошипов 1 и 3, находящимися на расстоянии, равном $2b$, и расположенными, как показано на фиг. 60. Величина этих противовесов получается из уравнения:

$$0,00112 w \cdot r \cdot n^2 \cdot 2b = 0,00112 \sqrt{3} \cdot W \cdot R \cdot n^2 \cdot b,$$

откуда

$$w \cdot r = \frac{\sqrt{3} \cdot W \cdot R}{2},$$

где w — вес каждой пары противовесов в тоннах;

r — радиус центра тяжести противовесов в метрах.

Так как максимальный неуравновешенный горизонтальный момент от кривошипов 1, 2 и 3 возникает, когда кривошип 1 расположен под углом 120° к верхней мертвой точке, то при этом расположении противовесов уравнивается также и горизонтальный момент при условии, что W равно весу только вращающихся частей одного цилиндра. В этом случае вертикальный момент, возникающий благодаря поступательно движущимся массам, останется для каждой группы, состоящей из трех кривошипов, неуравновешенным. Если W равно весу вращающихся и поступательно движущихся частей одного цилиндра, то не будет неуравновешенного вертикального момента первого порядка, но в горизонтальной плоскости равновесие нарушится.

Если вес поступательно движущихся частей одного цилиндра равен весу вращающихся частей и противовесы равны весу вращающихся частей плюс половина веса поступательно движущихся частей, то для каждой группы из трех цилиндров равнодействующий момент в вертикальной плоскости будет равен равнодействующему моменту в горизонтальной плоскости.

На фиг. 61 изображено уменьшение величины максимальных вертикальных изгибающих моментов, действующих на раму внешне уравнированного шестицилиндрового двигателя (пример 14 табл. 28), когда противовесы добавлены к кривошипам цилиндров 1; 3; 4 и 6.

* *

В случае, изображенном на фиг. 58, С, где моменты второго порядка уравнированы, для достижения полного внешнего равновесия двигателя

можно применить схему, изображенную на фиг. 38. Эта схема имеет также и то преимущество, что силы инерции первого порядка уравниваются для каждого цилиндра отдельно, так что нагрузка на раму двигателя от силы инерции и центробежной уменьшается до минимума.

Влияние вспомогательных механизмов

В примере 14 табл. 28 рассматривался случай полного уравнивания двигателя. Задача заключается теперь в том, чтобы вспомогательный механизм для этой схемы расположения цилиндров не оказывал никакого влияния на полное равновесие двигателя или же оказывал только незначительное влияние.

Фиг. 62 иллюстрирует разрешение этой проблемы. Здесь вспомогательный механизм приводится в движение добавочным кривошипом у свободного конца коленчатого вала. Вращающиеся массы вспомогательного механизма уравниваются обычно противовесами, прикрепленными к щекам вспомогательных кривошипов. Поступательно движущиеся массы уравниваются путем увеличения веса поступательно движущихся частей главного цилиндра 1.

Если w равно весу поступательно движущихся частей вспомогательного цилиндра; r равно радиусу вспомогательного кривошипа; w_1 — весу, который должен быть добавлен к поступательно движущимся частям цилиндра 1, а R равно радиусу главного кривошипа, то

$$w_1 = \frac{w \cdot r}{R}.$$

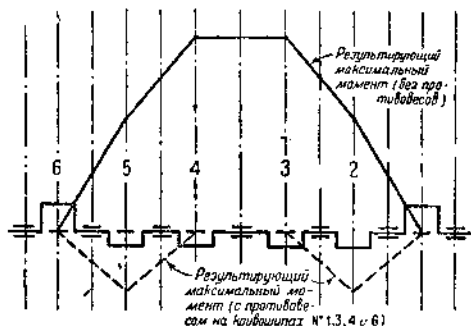
Когда это условие выполнено, то вертикальная сила инерции первого порядка вспомогательного кривошипа уравновешена так же, как и горизонтальная сила инерции.

Однако остается неуравновешенной сила инерции второго порядка, значение которой достигает максимума при положении вспомогательного кривошипа в мертвых точках; ее максимальная величина равна:

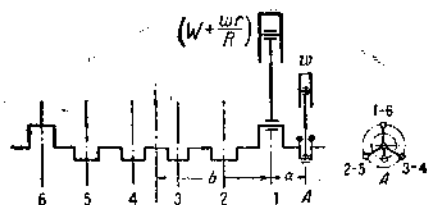
$$F = 0,00224 w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda \text{ тонн,}$$

где λ — отношение радиуса вспомогательного кривошипа к длине шатуна вспомогательного цилиндра.

Кроме того, имеются также неуравновешенные вертикальные моменты первого и второго порядков, возникающие благодаря вспомогательному



Фиг. 61.



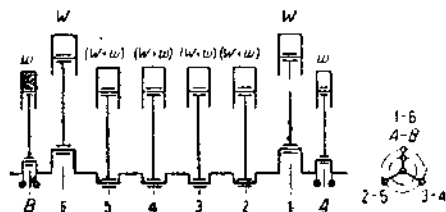
Фиг. 62.

цилиндру, которые достигают своей максимальной величины, когда вспомогательный кривошип находится в мертвых точках. Величина суммы этих неуравновешенных вертикальных моментов равна:

$$C = 0,00112 \omega \cdot r \cdot n^2 [a \cdot \cos A + \lambda(2b + a) \cdot \cos 2A].$$

Этот момент подсчитан относительно середины двигателя.

Дополнительный вес к поступательно движущимся частям цилиндра 1 может быть получен путем прикрепления к крейцкопфу соответствующего куска металла или путем утяжеления нижней части поршня цилиндра 1.



Фиг. 63.

На фиг. 63 изображен способ полного уравнивания вспомогательных механизмов. Здесь вспомогательные кривошины находятся на обоих концах коленчатого вала двигателя.

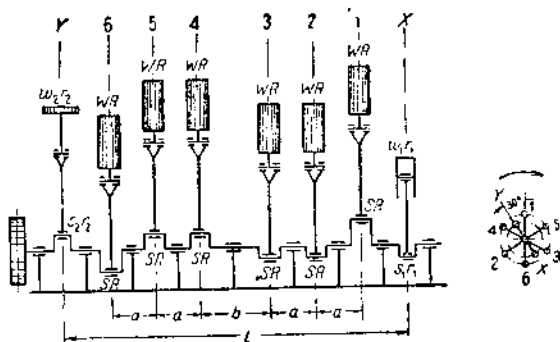
Если w — вес поступательно движущихся частей вспомогательного кривошипа, r — радиус вспомогательного кривошипа, а R — радиус главного кривошипа, то, когда вспомогательные кривошины расположены по концам коленчатого вала, веса поступательно движущихся частей цилиндров 2; 3; 4 и 5 должны быть увеличены на w_1 , определяемый из

$$w_1 = \frac{w \cdot r}{R}.$$

Для равновесия моментов от вспомогательных механизмов нужно также, чтобы расстояние каждого вспомогательного кривошипа от середины двигателя было одинаково. Это расположение совершенно эквивалентно соединению каждого вспомогательного механизма с соседним главным цилиндром и увеличению веса поступательно движущихся частей остальных цилиндров на величину, пропорциональную весу поступательно движущихся частей вспомогательного механизма.

При другом расположении вспомогательные кривошины могут находиться посередине двигателя; в этом случае дополнительные веса прибавляются к цилиндрам 1; 2; 5 и 6.

На фиг. 64 изображен метод уравнивания двигателя, имеющего расположение кривошипов, приведенное на фиг. 58, случай С. Вспомогательные механизмы приводятся в движение вспомогательными криво-



Фиг. 64.

шипам, расположенными у обоих концов коленчатого вала. Вспомогательные кривошипы для достижения равновесия сил инерции первого порядка, расположены под углом 180° друг к другу, а кривошип X расположен под углом 150° к соседнему кривошипу цилиндра I .

Силы инерции, возникающие благодаря рабочим цилиндрам двигателя, уравновешены, а для достижения равновесия сил инерции первого порядка вспомогательных механизмов необходимо, чтобы вспомогательные кривошипы были расположены под углом 180° . Между весами движущихся частей вспомогательных цилиндров должно существовать следующее соотношение:

$$\begin{aligned} w_1 \cdot r_1 &= w_2 \cdot r_2 = w \cdot r, \\ s_1 \cdot r_1 &= s_2 \cdot r_2 = s \cdot r. \end{aligned}$$

Благодаря поступательно движущимся частям вспомогательных кривошипов имеется неуравновешенная вертикальная сила второго порядка. Она достигает своей максимальной величины, когда вспомогательные кривошипы находятся в мертвых точках; тогда

$$f = 0,00224 w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda \text{ тонн},$$

где w — вес поступательно движущихся частей вспомогательного цилиндра в тоннах;

r — радиус вспомогательного кривошипа в метрах;

n — число оборотов в минуту;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для вспомогательного механизма.

Неуравновешенный вертикальный момент первого порядка

Выше было показано, что вертикальный момент первого порядка одних только рабочих цилиндров равен:

$$\begin{aligned} C &= 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a (3 \cos A + \sqrt{3} \cdot \sin A) = \\ &= 0,00194 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a (\sqrt{3} \cdot \cos A + \sin A). \end{aligned}$$

Момент вспомогательного кривошипа X , когда плоскость отсчета проходит через ось вспомогательного кривошипа Y , равен

$$\begin{aligned} C_x &= 0,00112 w \cdot r \cdot n^2 \cdot L \cdot \cos(A + 150^\circ) = \\ &= -0,00112 w \cdot r \cdot n^2 \cdot L \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \cos A + \frac{1}{2} \sin A \right) = \\ &= -0,00056 w \cdot r \cdot n^2 \cdot L (\sqrt{3} \cdot \cos A + \sin A). \end{aligned}$$

Момент от вспомогательного кривошипа Y нет, так как плоскость отсчета проходит через ось его.

Отсюда результирующий момент от вспомогательных механизмов и рабочих цилиндров равен:

$$\begin{aligned} C &= 0,00194 W \cdot R \cdot n^2 \cdot a (\sqrt{3} \cdot \cos A + \sin A) - \\ &- 0,00056 w \cdot r \cdot n^2 \cdot L (\sqrt{3} \cdot \cos A + \sin A). \end{aligned}$$

Вертикальный момент первого порядка поэтому уравнивается, когда:

$$0,00194 W \cdot R \cdot a = 0,00056 w \cdot r \cdot L,$$

т. е. когда

$$w \cdot r \cdot L = 2 \cdot \sqrt{3} \cdot W \cdot R \cdot a,$$

или

$$w \cdot r \cdot L = 3,464 W \cdot R \cdot a.$$

Горизонтальный момент

Подобным же образом можно доказать, что горизонтальный момент уравнивается, когда

$$s \cdot r \cdot L = 3,464 S \cdot R \cdot a.$$

Вертикальный момент второго порядка

При этом расположении кривошипов вертикальный момент второго порядка от рабочих цилиндров равен нулю.

Момент второго порядка вспомогательных цилиндров также будет равен нулю относительно середины двигателя, если вспомогательные механизмы одинаково удалены от середины двигателя, и при условии, что $w_1 \cdot r_1 = w_2 \cdot r_2$.

Влияние длины шатуна

Для шестицилиндровых двигателей сохраняют силу замечания, сделанные на стр. 97, но в примерах 14 и 18 табл. 28, где нет неуравновешенных сил инерции и моментов сил второго порядка, длина шатуна не оказывает никакого влияния на уравновешенность двигателя.

Сравнение расчетов для шестицилиндровых двигателей

1. Нормальный двигатель без специальных приспособлений для уравнивания. Расположение кривошипов — как в примере 15 табл. 28.

Двигатель — с диаметром цилиндра 304,8 мм; ходом поршня — 457,2 мм; 200 об/мин; простого действия (см. табл. 7).

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,00388 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 3,25 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтального момента нет.

2. Все — как в предшествующем примере, но расположение кривошипов, как в примере 16 табл. 28.

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,0078 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 6,5 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтальный момент:

$$0,00168 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 1,4 \text{ тоннометра.}$$

3. Все—как в предшествующих примерах, но расположение кривошипов, как в примере 17 табл. 28.

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,00194 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 1,63 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтального момента нет.

4. Все—как и в предыдущих примерах, но расположение кривошипов, как в примере 18 табл. 28.

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,0136 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 11,4 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтальный момент:

$$0,00582 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 4,9 \text{ тоннометра.}$$

5. Расположение кривошипов, как в примере 18 табл. 28; кроме того, двигатель имеет вспомогательные механизмы, расположенные, как показано на фиг. 62.

Для уравнивания момента первого порядка:

$$w \cdot r \cdot L = 3,464 W \cdot R \cdot a.$$

В этом случае:

W —вес поступательно движущихся частей одного рабочего цилиндра, 0,3 т;

R —радиус главного кривошипа, 0,229 м;

a —расстояние между рабочими цилиндрами, 0,61 м;

L —расстояние между вспомогательными цилиндрами, 4,877 м;

λ —отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для вспомогательного кривошипа, равное $\frac{1}{4,5}$.

Отсюда:

$$4,877 w \cdot r = 3,464 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 0,61,$$

т. е.

$$w \cdot r = 0,0298.$$

Тогда для двигателя со вспомогательными механизмами:

Вертикальная сила инерции:

$$0,00224 w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda = 0,00224 \cdot 0,0298 \cdot 40\,000 \cdot \frac{1}{4,5} = 0,59 \text{ т.}$$

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикального момента нет.

Горизонтального момента нет.

ГЛАВА X

ВОСЬМИЦИЛИНДРОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Расположение кривошипов

Обычное расположение кривошипов для восьмицилиндровых двигателей изображено в примерах 19, 20, 21, 22, 23, 24 и 25 табл. 28.

Примеры 19 и 20 применимы только к четырехтактным двигателям простого и двойного действия. Вспышки следуют друг за другом через равные интервалы в 90° в двигателях простого действия, а в двигателях двойного действия — через неравные интервалы.

Пример 19 дает полное общее равновесие сил инерции и моментов первого и второго порядков, но, как и в случае уравновешенного шестицилиндрового двигателя примера 14 табл. 28, отсутствие колебаний, возникающих благодаря внутренней неуравновешенности, зависит от способности рамы противостоять нагрузке, имеющей место благодаря действию сил инерции отдельных цилиндров, без заметной деформации.

Пример 20 представляет собой восьмицилиндровый двигатель, состоящий из двух одинаковых групп по четыре цилиндра, причем каждая группа имеет расположение кривошипов, изображенное в примере 6 табл. 28. В этом случае половины восьмицилиндрового двигателя взаимозаменяемы. Вертикальные моменты второго порядка не уравновешены. Расположение, приведенное в примере 20, хуже приведенного в примере 19, так как в первом подшипники между цилиндрами 2 и 3 и 6 и 7 подвергаются соединенному действию силы инерции и центробежной силы от двух соседних кривошипов, пальцы которых расположены на одной оси. В примере 19 единственными соседними кривошипами, пальцы которых расположены на одной оси, являются кривошипы 4 и 5.

Пример 21 табл. 28 пригоден для двухтактных двигателей. В случае двигателей простого действия вспышки происходят через равные интервалы в 45° , но в случае двигателей двойного действия вспышки происходят через неравные интервалы. Соседние кривошипы расположены под углом 180° , так что вал, при желании, может быть собран из четырех взаимозаменяемых частей. Силы инерции уравновешены, но моменты первого и второго порядков не уравновешены.

Пример 22 табл. 28 применим к двухтактным двигателям двойного действия, состоящим из двух групп по четыре цилиндра каждая, причем расположение кривошипов в группе соответствует приведенному в примере 8 табл. 28. Соседние кривошипы каждой группы, состоящей из четырех цилиндров, расположены под углом 90° ; благодаря этому в двух соседних цилиндрах не бывает одновременных вспышек. Силы инерции уравновешены, но моменты первого и второго порядков не уравновешены. Величина максимального неуравновешенного вертикального момента значительно меньше, чем в примере 21.

Пример 23 табл. 28 относится к двухтактным двигателям. В двигателях простого действия вспышки происходят через равные интервалы в 45° , а в двигателях двойного действия вспышки происходят через неравные интервалы. Соседние кривошипы расположены под углом 180° ; моменты первого и второго порядков не уравновешены. Максимальные неуравновешенные моменты, однако, значительно меньше, чем в примере 21 или 22, что показывает, насколько важно расположение кривошипов с точки зрения уравновешивания двигателя.

Моменты второго порядка могут быть уравновешены в случае восьмицилиндровых двигателей путем применения любого из расположений кривошипов, приведенных в примерах 24 и 25 табл. 28.

Расположение кривошипов, приведенное в примере 25, лучше приведенного в примере 24 как с производственной точки зрения, так и

с точки зрения уравнивания. Устройство, приведенное в примере 25, состоит из двух четырехцилиндровых групп, причем каждая группа имеет расположение кривошипов, соответствующее приведенному в примере 9 табл. 28. Соседние кривошипы в каждой группе расположены под углом в 90° , так что в случае двигателей двойного действия в соседних цилиндрах никогда не бывает одновременных вспышек. Степень уравниваемости при этом устройстве немногим хуже, чем в примере 22, принимая во внимание, что моменты второго порядка, которые часто вызывают неприятное дрожание, в примере 22 не уравновешены.

Влияние расстояния между цилиндрами

В примере 19 табл. 28, в котором достигнуто общее равновесие сил инерции и моментов первого и второго порядков, расстояние между цилиндрами не оказывает никакого влияния на внешнее равновесие двигателя. Однако такое расположение кривошипов пригодно только для четырехтактных двигателей.

Другие случаи могут быть исследованы точно таким же методом, как и принятый для шестицилиндровых двигателей.

1. Расположение кривошипов: 1-4, 5-8, 2-3, 6-7 (пример 20 табл. 28). В этом случае моменты первого порядка уравниваются, поэтому расстояние между цилиндрами влияет только на величину неуравновешенных моментов второго порядка.

Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка:

$$C_{rs} = 0,00448 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda (3a + b) \cdot \cos 2A.$$

Когда $b = a$:

$$C_{rs} = 0,018 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \cdot \cos 2A.$$

Он будет максимальным при $A = 0; 90; 180$ или 270° , и максимальное значение его будет равно:

$$C_{rs\max} = 0,018 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Когда $b = 2a$:

$$C_{rs} = 0,00224 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \cdot \cos 2A.$$

Момент будет максимальным при $A = 0; 90; 180$ или 270° , и максимальное значение его равно:

$$C_{rs\max} = 0,00224 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Здесь W — вес поступательно движущихся частей одного цилиндра в тоннах;

R — радиус кривошипа в метрах;

n — число оборотов в минуту;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

A — угол поворота кривошипа, измеренный от верхней мертвой точки;

a — расстояние между цилиндрами 1-2-3-4 и 5-6-7-8 в метрах (фиг. 67);

b — расстояние между цилиндрами 5 и 6 в метрах (фиг. 61).

В этом случае b из уравнения не исключается, и поэтому расстояние между цилиндрами 4 и 5 оказывает некоторое влияние на максимальную величину неуравновешенного момента.

2. Расположение кривошипов: 1-7-5-4-2-8-6-3 (пример 21 табл. 28).

Моменты первого и второго порядков не уравновешены. Неуравновешенный вертикальный момент первого порядка равен:

$$C_p = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a (2,414 \cos A + \sin A).$$

Он достигает своего максимального значения, когда кривошип цилиндра 1 бывает расположен под углом $22 \frac{1}{2}$ или $202 \frac{1}{2}^\circ$ к верхней мертвой точке. Максимальное значение равно:

$$C_{p_{\max}} = 0,00293 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Неуравновешенный горизонтальный момент:

$$C_h = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a (2,414 \sin A - \cos A).$$

Он имеет максимальное значение, когда кривошип цилиндра 1 расположен под углом $112 \frac{1}{2}$ или $292 \frac{1}{2}^\circ$ к верхней мертвой точке и равен:

$$C_{h_{\max}} = 0,00293 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка:

$$C_{sv} = 0,00224 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda [(3a + b)(\cos 2A - \sin 2A)].$$

Он имеет максимальное значение, когда кривошип цилиндра 1 расположен под углами в $67 \frac{1}{2}$; $157 \frac{1}{2}$; $247 \frac{1}{2}$ или $337 \frac{1}{2}^\circ$ к верхней мертвой точке. Это максимальное значение равно:

$$C_{sv_{\max}} = -0,00316 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda (3a + b) \text{ тоннометров,}$$

где обозначения те же, как и в случае 1, за исключением того, что W — вес поступательно движущихся частей одного цилиндра в тоннах;

W' — вес поступательно движущихся и неуравновешенных вращающихся частей одного цилиндра в тоннах;

S — вес неуравновешенных вращающихся частей одного цилиндра в тоннах.

Из вышеприведенных уравнений очевидно, что моменты первого порядка не зависят от величины b , но что эта величина оказывает некоторое влияние на величину неуравновешенных моментов второго порядка.

3. Расположение кривошипов: 1-8-2-5-3 6-4-7 (пример 22 табл. 28).

Моменты первого и второго порядков не уравновешены.

Неуравновешенный вертикальный момент первого порядка:

$$C_p = 0,00224 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a [(1 - \sqrt{2}) \cos A + \sin A].$$

Этот момент достигает максимального значения, когда $A = 112\frac{1}{2}$ или $290\frac{1}{2}^\circ$. Это максимальное значение равно:

$$C_{v\max} = 0,00242 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a.$$

Неуравновешенный горизонтальный момент:

$$C_h = -0,00224 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a [(V2 - 1) \sin A + \cos A].$$

Величина его имеет максимальное значение, когда $A = 22\frac{1}{2}$ или $202\frac{1}{2}^\circ$ и равняется:

$$C_{h\max} = -0,00242 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка:

$$C_{sv} = 0,00224 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a (\cos 2 A \cdot \sin 2 A).$$

Его максимальное значение наступает, когда $A = 67\frac{1}{2}$; $157\frac{1}{2}$; $247\frac{1}{2}$ или $337\frac{1}{2}^\circ$, и равно:

$$C_{sv\max} = -0,00317 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Так как в этом случае b в вышеприведенных уравнениях отсутствует то величина максимальных неуравновешенных моментов первого и второго порядков не зависит от расстояния между цилиндрами 4 и 5.

4. Расположение кривошипов: 1-6-1-7-2-5-3-8 (пример 23 табл. 28).

Моменты первого и второго порядков не уравновешены.

Неуравновешенный вертикальный момент первого порядка:

$$C_v = -0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a (0,414 \cos A + \sin A).$$

Он имеет максимальное значение, когда кривошип 1 расположен под углом $67\frac{1}{2}$ или $247\frac{1}{2}^\circ$ к верхней мертвой точке, и равен:

$$C_{v\max} = -0,00121 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Неуравновешенный горизонтальный момент:

$$C_h = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a (\cos A - 0,414 \sin A).$$

Он достигает максимального значения, когда кривошип 1 расположен под углом $157\frac{1}{2}$ или $337\frac{1}{2}^\circ$ к верхней мертвой точке, и равняется:

$$C_{h\max} = -0,00121 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Неуравновешенный вертикальный момент второго порядка:

$$C_{sv} = 0,00448 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a (\cos 2 A + \sin 2 A).$$

Максимальное значение его наступает, когда кривошип 1 расположен под углом $22\frac{1}{2}$; $112\frac{1}{2}$; $202\frac{1}{2}$ или $292\frac{1}{2}^\circ$ к верхней мертвой точке. Это максимальное значение равно:

$$C_{sv_{\max}} = 0,00634 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot a \text{ тоннометров.}$$

В этом случае моменты как первого, так и второго порядков не зависят от расстояния между цилиндрами 4 и 5, так как b в вышеприведенных уравнениях отсутствует.

5. Расположение кривошипов: 1-7-5-3-8-2-4-6 (пример 24 табл. 28).

Моменты второго порядка уравновешены; моменты первого порядка не уравновешены.

Неуравновешенный вертикальный момент первого порядка:

$$C_v = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \left\{ \left[a \left(6 - \frac{6}{\sqrt{2}} \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + b \left(1 - \sqrt{2} \right) \right] \cdot \cos A - \left(\sqrt{2} a + b \right) \cdot \sin A \right\}.$$

Когда $b = a$:

$$C_v = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \cdot (1,343 \cos A - 2,414 \sin A).$$

Максимального значения этот момент достигает, когда кривошип 1 расположен под углом $119^\circ 6'$ или $299^\circ 6'$ к верхней мертвой точке; тогда момент равен:

$$C_{v_{\max}} = -0,0031 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Когда $b = 2a$:

$$C_v = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a (0,929 \cos A - 3,414 \sin A).$$

В этом случае вертикальный момент достигает своего максимального значения, когда кривошип 1 расположен под углом $105^\circ 13'$ или $285^\circ 13'$ к верхней мертвой точке. Это максимальное значение равно:

$$C_{v_{\max}} = 0,00396 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Неуравновешенный горизонтальный момент:

$$C_h = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \left\{ \left[a \left(6 - \frac{6}{\sqrt{2}} \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + b \left(1 - \sqrt{2} \right) \right] \cdot \sin A + \left(\sqrt{2} a + b \right) \cdot \cos A \right\}.$$

Когда $b = a$:

$$C_h = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a (1,3432 \sin A + 2,414 \cos A).$$

Максимальное значение наступает, когда кривошип 1 расположен под углом $29^\circ 6'$ или $209^\circ 6'$ к верхней мертвой точке, и равно:

$$C_{h_{\max}} = 0,0031 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Когда $b = 2a$:

$$C_h = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a (0,929 \sin A + 3,414 \cos A).$$

В этом случае горизонтальный момент достигает своего максимального значения, когда кривошип 1 расположен под углом $15^\circ 13'$ или $195^\circ 13'$ к верхней мертвой точке. Это максимальное значение равно:

$$C_{h_{\max}} = 0,00396 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

В этом случае величина b оказывает влияние на величину неуравновешенных моментов первого порядка.

6. Расположение кривошипов: 1-8-3-6-4-5-2-7 (пример 26 табл. 28).

Моменты второго порядка уравновешены и поэтому не зависят от расстояния между цилиндрами.

Неуравновешенный момент первого порядка:

$$C_v = 0,00112 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a [(3 + 2\sqrt{2}) \cdot \cos A - (1 + \sqrt{2}) \cdot \sin A].$$

Он имеет максимальное значение, когда $A = 94^\circ 4'$ или $274^\circ 4'$, которое равно:

$$C_{v_{\max}} = -0,00271 W' \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Неуравновешенный горизонтальный момент:

$$C_h = 0,00112 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a [(3 - 2\sqrt{2}) \cdot \sin A + (1 + \sqrt{2}) \cdot \cos A].$$

Он достигает максимального значения при $A = 4^\circ 4'$ или $184^\circ 4'$ и равен:

$$C_{h_{\max}} = 0,00271 S \cdot R \cdot n^2 \cdot a \text{ тоннометров.}$$

Так как в вышеприведенных уравнениях b отсутствует, то очевидно, что величина неуравновешенных моментов первого порядка не зависит от расстояния между цилиндрами 4 и 5.

Противовесы

В примере 19 табл. 28, где достигнуто полное общее равновесие сил инерции и моментов первого второго порядков, противовесы не оказывают никакого влияния на внешнее равновесие двигателя, как и в случае шестицилиндровых двигателей. Однако система вращающихся противовесов, наложенная на систему основных масс двигателей, оказывает полезное действие, уменьшая напряжения в раме двигателя. Это относится главным образом к двигателям двойного действия, имеющим тяжелые движущиеся части, а также к шести- и восьмицилиндровым двигателям, где возможна значительная длина двигателя.

Наиболее эффективным методом уменьшения нагрузки на раму двигателя является метод прикрепления противовесов ко всем кривошипам, но хорошие результаты дает метод, изображенный на фиг. 56.

Коленчатый вал с восемью кривошипами, изображенный на фиг. 65, может быть разделен на две группы по четыре кривошипа, причем силы инерции первого и второго порядков каждой группы, состоящей из четырех кривошипов, уравновешены, а моменты первого и второго порядков не уравновешены (пример 7 табл. 28).

Так как силы инерции каждой группы уравновешены, то расположение плоскости отсчета не влияет на величину неуравновешенных моментов.

Рассмотрим группу, в которую входят кривошипы 1, 2, 3 и 4. Максимального значения неуравновешенный вертикальный момент первого порядка достигает, когда кривошип 1 расположен под углом 135°

к верхней мертвой точке.

Это значение равно:

$$C_{\max} = 0,00112 \cdot \sqrt{2} W \cdot R \cdot n^2 \cdot b \text{ тоннометров,}$$

где W — та часть неуравновешенного веса вращающихся частей одного цилиндра, которую желательно уравновесить, в тоннах;

R — радиус кривошипа в метрах;

n — число оборотов в минуту;

b — расстояние между цилиндрами в метрах (фиг. 65).

Этот вертикальный момент первого порядка может быть уравновешен

вращающимися противовесами, прикрепленными к щекам кривошипов 1 и 4, находящихся на расстоянии $3b$ друг от друга, как изображено на фиг. 65:

$$0,00112 w \cdot r \cdot n^2 \cdot 3b = 0,00112 \sqrt{2} W \cdot R \cdot n^2 \cdot b,$$

т. е.

$$w \cdot r = \frac{\sqrt{2}}{3} W \cdot R,$$

где w — вес каждой пары противовесов в тоннах;

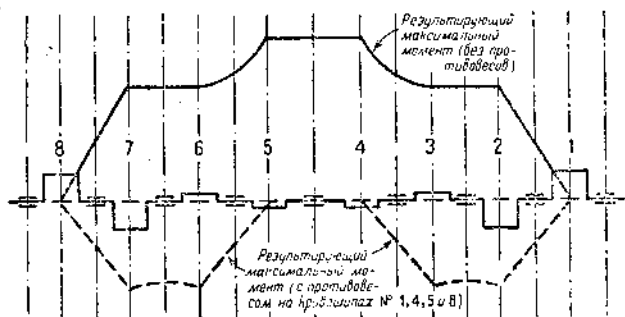
r — радиус центра тяжести каждой пары противовесов в метрах.

Так как максимальный неуравновешенный горизонтальный момент, возникающий благодаря кривошипам 1, 2, 3 и 4, имеет место, когда кривошип 1 расположен под углом 45° к верхней мертвой точке, то эта система расположения противовесов уничтожит также и горизонтальный момент, при условии, что W равно весу только вращающихся частей одного цилиндра. В этом случае вертикальный момент первого порядка, возникающий благодаря поступательно движущимся массам цилиндра, останется неуравновешенным, т. е. в вертикальной плоскости для каждой группы четырех кривошипов будет иметь место остаточный неуравновешенный момент. Если W равно весу поступательно движущихся и вращающихся частей одного цилиндра, то в вертикаль-

ной плоскости не будет неуравновешенного момента, но в горизонтальной плоскости равновесия не будет. Если вес вращающихся частей цилиндра равен весу поступательно движущихся частей и W равен весу вращающихся частей плюс половина веса поступательно движущихся частей, то остаточные моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях будут одинаковы для каждой группы, состоящей из четырех кривошипов.

На фиг. 66 изображено уменьшение величины максимальных изгибающих моментов, действующих на раму восьмицилиндрового двигателя (прим. 19 табл. 28), когда противовесы прикреплены к кривошипам 1, 4, 5 и 8. Эту диаграмму можно сравнить с фиг. 61, относящейся к шестицилиндровым двигателям.

На фотографии в начале текста книги изображен восьмицилиндровый четырехтактный судовой двигатель с противовесами, имеющими такое же устройство.



Фиг. 66.

В восьмицилиндровых двухтактных двигателях, где моменты первого и второго порядков не уравновешены, для уравновешивания горизонтальных моментов могут употребляться противовесы, прикрепленные к щекам кривошипов. Эти противовесы уменьшат также соответственно вертикальный момент первого порядка, как указано в табл. 28. Вертикальный момент первого порядка не может быть вполне уравновешен при помощи вращающихся противовесов, прикрепленных к щекам кривошипа, без того, чтобы не было нарушено равновесие в горизонтальной плоскости. Добавление противовесов к щекам кривошипов на вертикальные моменты второго порядка не влияет.

Когда желательно уравновесить горизонтальные моменты при помощи только двух вращающихся противовесов, правильное расположение их относительно главных кривошипов может быть определено из уравнений, приведенных в главе под заголовком: „Влияние расстояния между цилиндрами“.

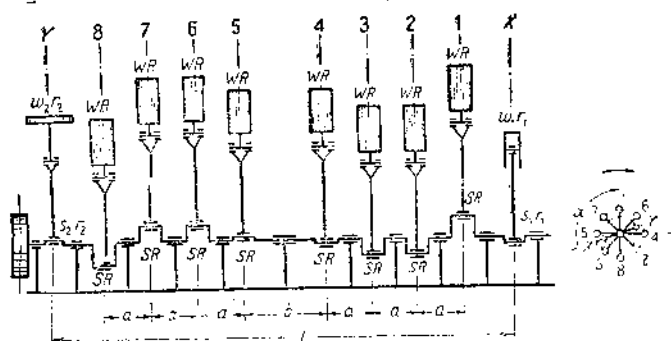
Влияние вспомогательных механизмов

Для расположения кривошипов, как в примере 19 табл. 28, задача заключается в том, чтобы вспомогательный механизм оказывал возможно меньшее возмущающее влияние на полное без него равновесие

двигателя. Устройства, уже описанные для шестицилиндровых двигателей на стр. 173, могут быть применены и к восьмицилиндровым двигателям. В случае восьмицилиндровых двигателей большой мощности, где имеет существенное значение отсутствие колебаний и где желательно получить максимальную мощность двигателя, существует тенденция к применению независимых вспомогательных механизмов.

На фиг. 67 изображен метод получения практически полного уравновешивания восьмицилиндровых двухтактных двигателей при помощи вспомогательных механизмов, приводимых в движение кривошипами.

В этом случае расположение кривошипов соответствует 1-7-5-3-8-2-4-6, т. е. тому, которое приведено в примере 24 табл. 28 и применяется для достижения равновесия моментов второго порядка для масс рабочих цилиндров. Вспомогательные механизмы приводятся в движение двумя кривошипами у концов коленчатого вала. Для достижения равновесия сил инерции движущихся масс вспомогательного цилиндра вспомогательные кривошипы располагаются под углом 180° . На фиг. 67 изо-



Фиг. 67.

бражено нужное в рассматриваемом случае относительное угловое расположение вспомогательного кривошипа.

Следует отметить, что кривошип воздушного компрессора, который более нагружен, находится на свободном конце коленчатого вала, а кривошип продувочного насоса — на конце коленчатого вала со стороны привода.

Силы инерции первого и второго порядков главных кривошипов уравновешены, и так как вспомогательные кривошипы расположены под углом 180° , то силы инерции первого порядка вспомогательных кривошипов тоже уравновешены при условии, что:

$$\begin{aligned} w_1 \cdot r_1 &= w_2 \cdot r_2 = w \cdot r, \\ s_1 \cdot r_1 &= s_2 \cdot r_2 = s \cdot r, \end{aligned}$$

где w — вес поступательно движущихся частей вспомогательного цилиндра в тоннах;

s — вес вращающихся частей вспомогательного цилиндра в тоннах;

r — радиус вспомогательного кривошипа.

Максимальная неуравновешенная вертикальная сила инерции второго порядка, возникающая благодаря поступательно движущимся массам вспомогательных цилиндров, равна:

$$f = 0,00224 w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda_1 \text{ тонн.}$$

Здесь λ_1 — отношение радиуса вспомогательного кривошипа к длине вспомогательного шатуна.

Вертикальный момент первого порядка рабочих цилиндров уравновешивается действующим в противоположном направлении моментом, возникающим благодаря вспомогательным цилиндрам, когда вспомогательные кривошипы расположены относительно главных кривошипов, как показано на фиг. 67, причем нужный угол расположения их получен из уравнений, приведенных на стр. 181.

Для уравновешивания вертикального момента первого порядка должны удовлетворяться также следующие условия (см. стр. 181).

Когда $b = a$:

$$w \cdot r \cdot L = 2,76 W \cdot R \cdot a \text{ и } \alpha = 119^\circ 6'.$$

Когда $b = 2a$:

$$w \cdot r \cdot L = 3,53 W \cdot R \cdot a \text{ и } \alpha = 105^\circ 13'.$$

Для уравновешивания горизонтального момента:

Когда $b = a$:

$$s \cdot r \cdot L = 2,76 S \cdot R \cdot a \text{ и } \alpha = 119^\circ 6'.$$

Когда $b = 2a$:

$$s \cdot r \cdot L = 3,53 S \cdot R \cdot a \text{ и } \alpha = 105^\circ 13'.$$

Если расстояния вспомогательных механизмов от середины двигателя одинаковы, то вертикальный момент второго порядка относительно середины двигателя, возникающий благодаря поступательно движущимся массам вспомогательных цилиндров, равен нулю.

Этот метод использования вспомогательных механизмов для уравновешивания моментов первого порядка, возникающих благодаря движущимся массам рабочих цилиндров, может также применяться и для примера 25 табл. 28.

В этом случае также будет существовать неуравновешенная вертикальная сила инерции второго порядка, возникающая благодаря поступательно движущимся массам вспомогательных цилиндров, а именно:

$$f = 0,00224 w \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda_1.$$

Для уравновешивания вертикальных и горизонтальных моментов первого порядка при всех значениях отношения $\frac{b}{a}$ должны соблюдаться следующие условия:

$$w \cdot r \cdot L = 2,42 W \cdot R \cdot a;$$

$$s \cdot r \cdot L = 2,42 S \cdot R \cdot a;$$

$$A = 94^\circ 4'.$$

Влияние длины шатуна. Замечания, приведенные на стр. 97, имеют силу и здесь за исключением примеров 19, 24 и 25, где нет неуравновешенных сил инерции и моментов второго порядка.

Сравнение расчетов для восьмицилиндровых двигателей

1. Нормальный двигатель без специальных приспособлений для уравнивания. Расположение кривошипов, как в примере 20 табл. 28.

Двигатель — простого действия; диаметр цилиндра — 304,8 мм; ход поршня — 457,2 мм; n — 200 об/мин (см. табл. 7).

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,00112 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 9,4 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтального момента нет.

2. Все — как в предшествующем примере, но расположение кривошипов, как в примере 21 табл. 28.

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,0158 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 13,2 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтальный момент:

$$0,0044 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 3,7 \text{ тоннометра.}$$

3. Все — как в предшествующем примере, но расположение кривошипов, как в примере 22 табл. 28.

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,009 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 7,5 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтальный момент:

$$0,00364 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 3,0 \text{ тоннометра.}$$

4. Все — как в предыдущем примере, но расположение кривошипов, как в примере 23 табл. 28.

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,00645 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 5,4 \text{ тоннометра.}$$

Горизонтальный момент:

$$0,00182 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 1,5 \text{ тоннометра.}$$

5. Все — как и в предшествующем примере, но расположение кривошипов соответствует изображенному в примере 24 табл. 28.

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Когда $b = a$, вертикальный момент:

$$0,0108 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 9,0 \text{ тоннометров;}$$

горизонтальный момент:

$$0,00465 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 3,9 \text{ тоннометра.}$$

Когда $b = 2a$, вертикальный момент:

$$0,0139 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 11,6 \text{ тоннометра;}$$

горизонтальный момент:

$$0,00595 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 5,0 \text{ тоннометров.}$$

6. Все—как и в предшествующем примере, но расположение кривошипов, как в примере 25 табл. 28.

Вертикальной силы инерции нет.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикальный момент:

$$0,0095 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 8,0 \text{ тоннометров.}$$

Горизонтальный момент:

$$0,00407 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 \cdot 0,305 = 3,4 \text{ тоннометра.}$$

7. Расположение кривошипов—как в примере 24 табл. 28, а вспомогательные механизмы устроены, как изображено на фиг. 65.

Для уравнивания сил инерции первого порядка, возникающих благодаря движущимся частям вспомогательного цилиндра, необходимо, чтобы:

$$w_1 \cdot r_1 = w_2 \cdot r_2 = w \cdot r;$$

$$s_1 \cdot r_1 = s_2 \cdot r_2 = s \cdot r.$$

Для уравнивания моментов первого порядка для всего двигателя в целом необходимо, чтобы:

когда $b = a$:

$$w \cdot r \cdot L = 2,76 W \cdot R \cdot a,$$

$$s \cdot r \cdot L = 2,76 S \cdot R \cdot a;$$

если $L = 9a$:

$$w \cdot r = 0,307 W \cdot R,$$

$$s \cdot r = 0,307 S \cdot R;$$

когда $b = 2a$:

$$w \cdot r \cdot L = 3,53 W \cdot R \cdot a,$$

$$s \cdot r \cdot L = 3,53 S \cdot R \cdot a;$$

если $L = 10a$:

$$w \cdot r = 0,353 W \cdot R,$$

$$s \cdot r = 0,353 S \cdot R.$$

Для двигателя с диаметром цилиндра 304,8 мм и ходом поршня 457,2 мм:

W —вес поступательно движущихся частей одного рабочего цилиндра равен 0,3 т;

R —радиус главного кривошипа равен 0,229 м;

λ_1 —отношение радиуса вспомогательного кривошипа к длине вспомо-

гательного шатуна равно $\frac{1}{4,5}$.

Отсюда, когда $b = a$:

$$w \cdot r = 0,307 \cdot 0,3 \cdot 0,229 = 0,211;$$

когда $b = 2a$:

$$w \cdot r = 0,353 \cdot 0,3 \cdot 0,229 = 0,242.$$

Таким образом при подобном устройстве неуравновешенными остаются следующие силы:

Вертикальная сила инерции:

$$\frac{0,00224 \cdot 0,211 \cdot 40\,000}{4,5} = 4,176 \text{ т,}$$

Сводка сравнительных расчетов уравнивания для двигателя с диаметром цилиндра 304,8 мм, ходом поршня 457,2 мм при 230 об/мин

Число цилиндров	Расположение кривошипов	Пояснение	Силы инерции (тонны)		Моменты (топометры)	
			Вертикальные	Горизонтальные	Вертикальные	Горизонтальные
1	Пример 1 табл. 28	Без противовесов	8,1	2,3	нет	нет
1	"	Вращающиеся массы уравнишены	3,83	нет	"	"
1	"	Вращающиеся массы уравнишены; легкие поступат. движ. части	2,9	"	"	"
2	Пример 2 табл. 28	Без противовесов	12,3	4,6	нет	нет
2	Пример 3 табл. 28	" "	1,54	нет	3,28	1,41
2	Пример 4 табл. 28	" "	7,6	3,25	2,48	1,00
3	Пример 5 табл. 28	Без противовесов	нет	нет	5,9	2,4
3	"	Вращающиеся массы уравнишены	"	"	3,56	нет
3	"	Со вспомогательными механизмами, как на фиг. 48	0,68	"	0,815	"
4	Пример 6 табл. 28	Без противовесов	3,06	нет	нет	нет
4	Пример 7 табл. 28	" "	нет	"	6,45	2,0
4	Пример 8 табл. 28	" "	"	"	14,0	6,0
4	Пример 9 табл. 28	" "	"	"	15,7	6,3
4	Прим. 10 табл. 28	" "	5,8	2,5	2,76	0,45
4	Пример 7 табл. 28	Со вспомогательными механизмами, как на фиг. 55	0,64	нет	2,8	нет
4	Пример 9 табл. 28	Со вспомогательными механизмами, как на фиг. 55	2,02	"	нет	"
5	Прим. 11 табл. 28	Без противовесов	нет	нет	3,44	0,63
5	Прим. 12 табл. 28	" "	"	"	9,45	3,70
5	Прим. 13 табл. 28	" "	"	"	16,30	7,05
5	Прим. 13 табл. 28	Со вспомогательными механизмами, как на фиг. 56	1,28	"	0,21	нет
6	Прим. 14 табл. 28	Без противовесов	нет	нет	нет	нет
6	Прим. 15 табл. 28	" "	"	"	3,25	"
6	Прим. 16 табл. 28	" "	"	"	6,50	1,40
6	Прим. 17 табл. 28	" "	"	"	1,63	нет
6	Прим. 18 табл. 28	" "	"	"	11,40	4,90
6	Прим. 18 табл. 28	Со вспомогательными механизмами, как на фиг. 64	0,59	"	нет	нет
8	Прим. 19 табл. 28	Без противовесов	нет	нет	нет	нет
8	Прим. 20 табл. 28	" "	"	"	9,4	"
8	Прим. 21 табл. 28	" "	"	"	13,2	3,7
8	Прим. 22 табл. 28	" "	"	"	7,5	3,0
8	Прим. 23 табл. 28	" "	"	"	5,4	1,5
8	Прим. 24 табл. 28	" "	"	"	11,6	5,0
8	Прим. 25 табл. 28	" "	"	"	8,0	3,4
8	Прим. 24 табл. 28	Со вспомогательными механизмами, как на фиг. 67	4,8	"	нет	нет

когда $b = a$.

Вертикальная сила инерции:

$$\frac{0,00224 \cdot 0,242 \cdot 40\,000}{4,5} = 4,80 \text{ м},$$

когда $b = 2a$.

Горизонтальной силы инерции нет.

Вертикального момента нет.

Горизонтального момента нет.

В табл. 35 приведена сводка сравнений расчетов уравнивания двигателей простого действия с диаметром цилиндров 304,8 мм и ходом поршня 457,2 мм при 200 об/мин.

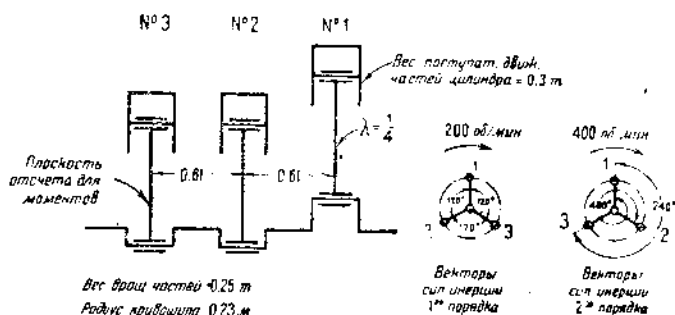
Принято, что вес вращающихся масс составляет три четверти от веса поступательно движущихся масс, отношение длины шатуна к радиусу кривошипа равно 4. Расстояние между цилиндрами соответствует изображенному на диаграммах коленчатого вала, приведенных в табл. 28. Основные данные двигателей приведены в табл. 7.

ГЛАВА XI

ГРАФИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ К ПРОБЛЕМАМ УРАВНОВЕШИВАНИЯ

Нижеследующие замечания, касающиеся решения задач уравнивания двигателей графическими методами, могут быть полезны как проверка более точных аналитических методов, изложенных в предшествующих главах.

Графические методы могут быть полезны и для быстрого определения приблизительных величин неуравновешенных сил инерции и моментов, а также расположения и величины противовесов.



Фиг. 68.

Применение этих методов лучше всего может быть иллюстрировано примером. Фиг. 68 представляет собой схематическое изображение трехцилиндрового двигателя, диаметр цилиндров которого равен 304,8 мм, а ход поршня — 457,2 мм. Вес поступательно движущихся частей каждого цилиндра равен 0,3 т. Вес вращающихся частей каждого цилиндра равен 0,25 т; радиус кривошипа — 0,229 м; угол между кривошипами

120°; отношение радиуса кривошипа к длине шатуна— $1/4$; расстояние между цилиндрами—0,61 м, скорость вращения—200 об/мин.

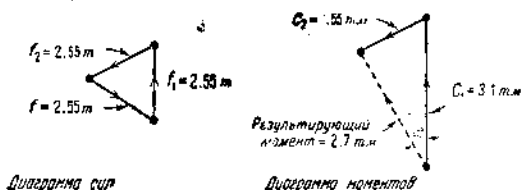
1. Силы инерции, возникающие благодаря вращающимся массам. Центробежная сила инерции, возникающая благодаря вращающимся массам, отнесенным к пальцу кривошипа, равна:

$$f = 0,001125 \cdot R \cdot n^2 = 0,00112 \cdot 0,25 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 = 2,55 \text{ т.}$$

И так как веса вращающихся частей для всех трех цилиндров одинаковы, то центробежные силы инерции всех цилиндров также равны.

Силы инерции, возникающие благодаря вращающимся массам, изображены на фиг. 69 при помощи векторов. Вектор f_1 представляет собой центробежную силу инерции кривошипа 1, причем он вычерчен параллельно кривошипу 1, и длина его равна по масштабу 2,55 т. Подобным же образом векторы f_2 и f_3 изображают центробежные силы инерции кривошипов 2 и 3, причем они вычерчены параллельно соответствующим кривошипам. Эта диаграмма замкнута, что указывает на то, что нет никакой равнодействующей неуравновешенной силы инерции, возникающей благодаря вращающимся массам. Следует отметить, что силы инерции

действуют в радиальном направлении от оси коленчатого вала и что стрелки, указывающие направление, идут на диаграмме друг за другом в правильной последовательности.



Фиг. 69. Диаграммы сил инерции и моментов, возникающих благодаря вращающимся массам.

2. Моменты, возникающие благодаря вращающимся массам. Так как силы инерции, возникающие бла-

годаря вращающимся массам, уравновешены, то величина неуравновешенного момента, если он имеется, не зависит от расположения плоскости отсчета. Для удобства предположено, что она проходит через ось цилиндра 3, благодаря чему отпадает момент, возникающий от вращающихся масс этого цилиндра.

Момент для цилиндра 1;

$$f_1 \cdot 1,22 = 2,55 \cdot 1,22 = 3,1 \text{ тоннометра.}$$

Момент для цилиндра 2:

$$f_2 \cdot 0,61 = 2,55 \cdot 0,61 = 1,55 \text{ тоннометра.}$$

Диаграмма моментов, возникающих благодаря вращающимся массам, изображена на фиг. 69. Здесь C_1 изображает момент от цилиндра 1, причем этот вектор вычерчен параллельно кривошипу 1, и длина его равна по масштабу 3,1 тоннометра. Подобным же образом вектор C_2 представляет собой момент от цилиндра 2 и вычерчен параллельно кривошипу 2, а длина его по масштабу равна 1,55 тоннометра. Диаграмма моментов—незамкнутая, причем величина неуравновешенного момента, возникающая благодаря вращающимся массам, равна 2,7 тоннометра, как видно из замыкающей пунктирной линии на фиг. 69.

При построении диаграммы моментов следует уделять внимание тому, чтобы векторы имели правильное направление. Если все массы расположены с одной стороны плоскости отсчета, то векторы будут иметь радиальное направление от оси коленчатого вала, как и в вышеприве-

денном примере. Если же массы располагаются по обе стороны от плоскости отсчета, то векторы моментов, действующих с одной стороны плоскости отсчета, будут иметь радиальное направление от оси коленчатого вала, а действующие с другой стороны будут иметь радиальное направление к оси коленчатого вала.

Для полного равновесия диаграммы как сил инерции, так и моментов должны быть замкнутыми. Систему сил инерции, возникающих благодаря вращающимся массам в одной плоскости, можно уравновесить одним противовесом, расположенным в диаметрально противоположном направлении по отношению к направлению равнодействующей или замыкающей линии векторной диаграммы и имеющим центробежное действие, равное по своему значению этой равнодействующей. Это соответствует состоянию динамического равновесия системы сил инерции, возникающих благодаря вращающимся массам и действующих в одной плоскости. Если же силы инерции действуют больше чем в одной плоскости, то равновесие будет только статическим, т. е. как только система начинает вращаться, немедленно появляются неуравновешенные центробежные моменты, что приводит к состоянию динамической неуравновешенности.

Система сил инерции, возникающих благодаря вращающимся массам, расположенным более чем в одной плоскости, может быть уравновешена только при помощи двух противовесов, расположенных диаметрально противоположно друг другу. Этот случай будет рассматриваться ниже.

3. Силы инерции первого порядка (вертикальные), возникающие благодаря

поступательно движущимся массам. Поступательно движущиеся массы в случае вертикального двигателя вызывают возникновение неуравновешенных сил инерции только в вертикальной плоскости.

В уравнении:

$$F = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot (\cos A + \lambda \cdot \cos 2A)$$

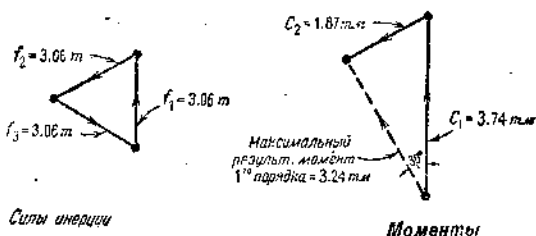
член $0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \cos A$ представляет собой силу инерции первого порядка, т. е. ту, которая имела бы место при бесконечно длинном шатуне, когда движение было бы простым гармоническим.

Член $0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2A$ представляет собой силу инерции второго порядка, т. е. поправку, которая должна быть сделана, когда шатун имеет конечную длину.

В данном примере (фиг. 70) мгновенное значение силы инерции, когда палец кривошипа находится в верхней мертвой точке, равно:

$$F = 0,00112 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \cdot 40\,000 = 3,06 \text{ т,}$$

Силы инерции и моменты первого порядка



Фиг. 70. Диаграмма сил инерции и моментов первого порядка, возникающих благодаря поступательно движущимся массам.

и так как поступательно движущиеся массы для всех цилиндров одинаковы (веса их равны), то и силы инерции для всех цилиндров также одинаковы.

Так как при рассмотрении сил инерции первого порядка длина шатуна как бы бесконечна и движение поршня является простым гармоническим движением, то величина неуравновешенной силы инерции для любого угла кривошипа является вертикальной составляющей центробежной силы, которая возникла бы благодаря массе с весом, равным весу поступательно движущихся частей, и движущейся равномерно по окружности с той же скоростью, с какой вращается и коленчатый вал двигателя.

Поэтому силы инерции первого порядка, возникающие благодаря поступательно движущимся частям, могут быть изображены графически, как указано на фиг. 70. Здесь вектор f_1 вычерчен параллельно кривошипу 1, и длина его равна в масштабе 3,06 *т*. Подобным же образом векторы f_2 и f_3 представляют собой силы инерции для цилиндров 2 и 3, причем они вычерчены параллельно соответствующим кривошипам.

Так как диаграмма сил инерции замкнутая, то никакой равнодействующей неуравновешенной вертикальной силы инерции первого порядка нет.

4. Момент первого порядка, возникающий благодаря поступательно движущимся массам (вертикальный). Как и в случае сил инерции первого порядка, поступательно движущиеся массы вызывают возникновение неуравновешенных моментов в одной только вертикальной плоскости.

Так как никакой равнодействующей силы инерции первого порядка, возникающей благодаря поступательно движущимся массам, нет, то величина момента первого порядка не зависит от расположения плоскости отсчета. Для удобства пусть она проходит через ось цилиндра 3; таким образом устраняется момент, возникающий благодаря этому цилиндру.

Мгновенное значение момента первого порядка, возникающего благодаря поступательно движущимся массам, когда палец кривошипа находится в верхней мертвой точке, равно для цилиндра 1:

$$3,06 \cdot 1,22 = 3,74 \text{ тоннометра};$$

для цилиндра 2;

$$3,06 \cdot 0,61 = 1,87 \text{ тоннометра.}$$

Диаграмма моментов первого порядка, возникающих благодаря поступательно движущимся массам, изображена на фиг. 70. Вектор C_1 вычерчен параллельно кривошипу 1, и длина его, в масштабе, равна 3,74 тоннометра. Подобным же образом вектор C_2 вычерчен параллельно кривошипу 2, и длина его, в масштабе, равна 1,87 тоннометра.

Диаграмма моментов — незамкнутая, причем величина равнодействующего неуравновешенного вертикального момента первого порядка при расположении коленчатого вала, изображенном на фиг. 68, равна 2,87 тоннометра и является вертикальной составляющей пунктирной линии, изображенной на фиг. 70.

Нужно отметить, что диаграммы, изображенные на фиг. 70, по форме подобны изображенным на фиг. 69, но отличаются от них по своей величине благодаря разнице между весами вращающихся и поступательно движущихся частей.

На фиг. 70 действительная длина пунктирной замыкающей линии диаграммы моментов представляет значение максимального неуравновешенного вертикального момента, возникающего благодаря поступательно движущимся массам, так как при различных положениях кривошипа можно представить себе, что и вся диаграмма вращается с коленчатым валом. Неуравновешенный вертикальный момент первого порядка достигает своего максимального значения, когда замыкающая пунктирная линия расположена вертикально, т. е. когда кривошип *I* расположен под углом 30° к верхней мертвой точке. Таким же способом может быть найдено, на основании фиг. 69, и положение коленчатого вала, при котором равнодействующая неуравновешенного вертикального момента, возникающего благодаря вращающимся массам, достигает максимума. В этом случае вертикальная составляющая неуравновешенного момента, возникающего благодаря вращающимся массам, имеет максимальное значение, когда пунктирная замыкающая линия диаграммы моментов вертикальна, т. е. когда кривошип *I* повернется на 30° далее. Горизонтальная составляющая достигает максимального значения, когда замыкающая пунктирная линия горизонтальна, т. е. когда кривошип *I* повернется на 120° . Максимальное значение неуравновешенного момента, возникающего благодаря вращающимся массам, одинаково в вертикальной и горизонтальной плоскостях и равно 2,7 тоннометра.

Вообще, когда вращающиеся массы равны по своей величине поступательно движущимся массам, неуравновешенные силы в вертикальной плоскости, возникающие благодаря поступательно движущимся массам, равны по своей величине неуравновешенным силам, действующим в горизонтальной плоскости и возникающим благодаря вращающимся массам, но между ними имеется разница фаз в 90° . Но в то время как поступательно движущиеся массы не дают составляющей в горизонтальной плоскости, вращающиеся массы дают составляющую в вертикальной плоскости, которая должна быть добавлена к составляющей, возникающей благодаря поступательно движущимся массам.

5. Вертикальные силы инерции второго порядка. Вертикальные силы инерции второго порядка возникают благодаря отклонению (конечной длине) шатуна. Они действуют только в вертикальной плоскости в случае вертикальных двигателей и зависят от веса поступательно движущихся частей.

Выражение

$$f = 0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2A$$

представляет собой величину силы инерции второго порядка.

При отношении радиуса кривошипа к длине шатуна (λ), равном одной четверти, силы инерции второго порядка равны поэтому одной четверти вертикальных сил инерции первого порядка. Очевидно также, что частота сил инерции второго порядка в два раза больше, чем частота сил инерции первого порядка.

Чтобы вычертить диаграмму сил инерции второго порядка, необходимо исходить из диаграммы воображаемых кривошипов „второго порядка“, как изображено на фиг. 68. На этой диаграмме истинные углы между кривошипами удвоены для получения положения воображаемых кривошипов „второго порядка“. Скорость вращения этих кривошипов вдвое больше, чем действительных.

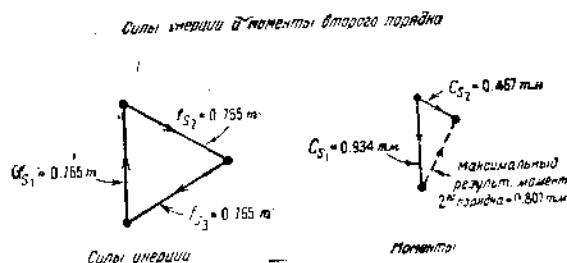
На фиг. 71 изображена диаграмма сил инерции второго порядка. Вектор f_{s1} вычерчен параллельно воображаемому кривошипу 1 на диаграмме (фиг. 68) для сил инерции второго порядка и изображает в масштабе силу инерции второго порядка для цилиндра 1.

Величина силы инерции второго порядка получается из уравнения:

$$0,00112 W \cdot R \cdot n^2 \cdot \lambda = 0,00112 \cdot 0,3 \cdot 0,229 \frac{40\,000}{4} = 0,765 \text{ т.}$$

Это является мгновенным значением силы инерции второго порядка, когда кривошип находится в мертвых точках. Так как поступательно движущиеся массы для всех цилиндров одинаковы, то это значение силы инерции второго порядка одинаково для всех кривошипов.

Поэтому на фиг. 71, в диаграмме сил инерции второго порядка,



Фиг. 71. Диаграмма сил инерции и моментов второго порядка.

векторы f_{s2} и f_{s3} вычерчены параллельно соответствующим кривошипам и представляют собой в масштабе 0,765 т каждый. Таким образом диаграмма сил инерции второго порядка замыкается, что указывает на отсутствие равнодействующей неуравновешенной вертикальной силы инерции второго порядка.

6. Диаграмма вертикальных моментов второго порядка. Неуравновешенные вертикальные силы инерции второго порядка в каждом цилиндре вызывают возникновение неуравновешенных моментов только в вертикальной плоскости, и так как для двигателя в целом нет неуравновешенной вертикальной силы инерции второго порядка, то величина равнодействующего момента не зависит от расположения плоскости отсчета. Для удобства вычислений эта плоскость проходит через ось цилиндра 3, обращая в нуль таким образом величину момента для этого цилиндра.

Мгновенное значение момента второго порядка для расположения кривошипа в мертвой точке равно:

для цилиндра 1:

$$C_{s1} = 0,765 \cdot 1,22 = 0,934 \text{ тоннометра;}$$

для цилиндра 2:

$$C_{s2} = 0,765 \cdot 0,61 = 0,467 \text{ тоннометра.}$$

Диаграмма для вертикального момента второго порядка изображена на фиг. 71. Вектор C_{21} вычерчен параллельно кривошипу 1 и представляет в масштабе 0,934 тоннометра. Подобным же образом вектор C_{22} вычерчен параллельно кривошипу 2 и представляет в масштабе 0,467 тоннометров. Для цилиндра 3, через ось которого проходит плоскость отсчета, момента нет.

Диаграмма моментов не замкнута, вследствие чего мгновенное значение неуравновешенного вертикального момента второго порядка для положения кривошипов, изображенного на фиг. 68, равно 0,7 тоннометра, т. е. вертикальной составляющей пунктирной линии, замыкающей диаграмму моментов. Действительная длина пунктирной линии в диаграмме моментов дает величину максимального неуравновешенного вертикального момента второго порядка, равную 0,807 тоннометра. Положение кривошипов для максимального значения неуравновешенного момента может быть также получено на основании этой диаграммы. Это положение получается при

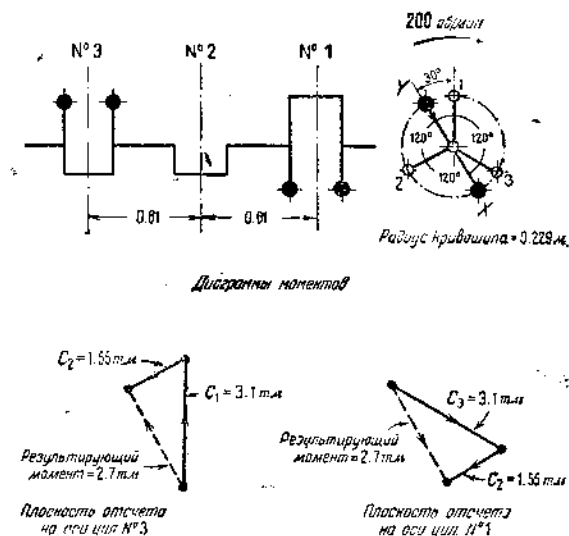
вращении кривошипа 1 до тех пор, пока замыкающая треугольника моментов не займет вертикального положения, т. е. при повороте на 150° . Однако следует помнить, что углы на векторных диаграммах моментов второго порядка соответствуют диаграмме воображаемых кривошипов "второго порядка", изображенной на фиг. 68. Действительный угол поворота истинного кривошипа, соответствующий полученному углу на векторной диаграмме моментов второго порядка, равен половине его, т. е. 75° .

Максимальное значение вертикального момента второго порядка наступает, когда кривошип 1 повернется на угол в 75° от верхней мертвой точки.

Диаграмма уравнивания вращающихся масс трехцилиндрового двигателя

Следующий пример иллюстрирует графический метод определения величины и расположения противовесов для уравнивания вращающихся масс.

На фиг. 72 схематически изображено расположение кривошипов трехцилиндрового двигателя с диаметром цилиндра 304,8 мм и ходом поршня — 457,2 мм.



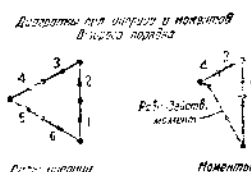
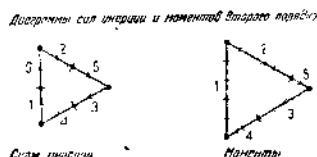
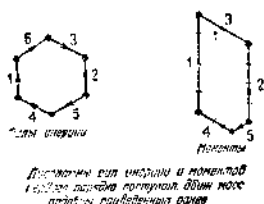
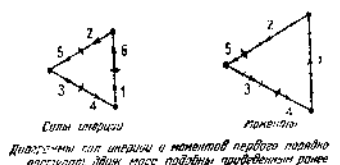
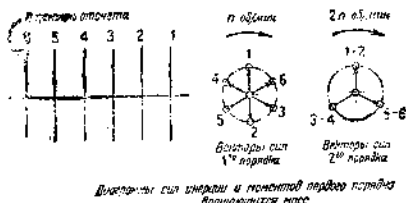
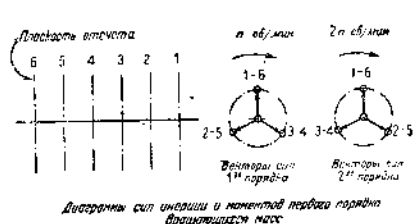
Фиг. 72. Схема расположения кривошипов.

Диаграмма сил инерции, возникающих благодаря вращающимся массам, подобна изображенной на фиг. 69 и не требует повторения.

Силы инерции вращающихся масс трех главных цилиндров уравновешены.

Определим расположение и величину двух противовесов, необходимых для уравновешивания равнодействующего неуравновешенного момента от вращающихся масс, при предположении, что эти противовесы прикреплены к щекам кривошипов цилиндров 1 и 3 соответственно в точках X и Y.

Для устранения момента от цилиндра 3 проведем плоскость отсчета через ось цилиндра 3. Таким образом момент от противовеса W, будет также равен нулю.



Фиг. 73.

Фиг. 74.

Диаграмма моментов изображена на фиг. 72.

Для трех цилиндров имеется равнодействующая неуравновешенных моментов, изображенная пунктирной линией, замыкающей диаграмму моментов. Чтобы уравновесить этот момент, необходимо расположить противовесы X цилиндра 1 так, чтобы их центробежные силы инерции действовали в направлении, противоположном вектору равнодействующего момента.

Таким образом противовес в точке X должен быть расположен, как показано на диаграмме расположения кривошипов на фиг. 72, причем направление силы инерции противовеса в точке X параллельно, но противоположно по знаку замыкающей пунктирной линии на диаграмме моментов.

Величина противовесов в точке X определяется следующим образом:

Пусть W_x — вес противовесов в точке X в тоннах;

R_x — расстояние центра тяжести противовесов в точке X от оси вращения в метрах.

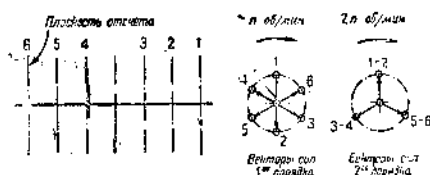
Тогда центробежная сила противовеса в точке X :

$$F_x = 0,00112 W_x \cdot R_x \cdot n^2 \text{ тонн.}$$

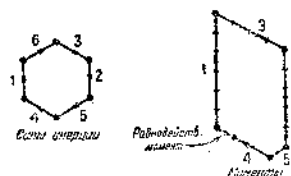
Момент, возникающий благодаря противовесам, равен:

$$C_x = 0,00112 W_x \cdot R_x \cdot 40\,000 \cdot 1,22 = 54,4 W_x \cdot R_x \text{ тоннометров.}$$

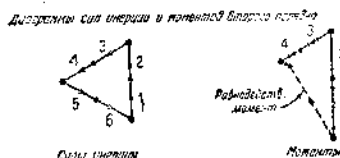
Из условия равновесия этот момент должен быть равен величине равнодействующего неуравновешенного момента от вращающихся масс, полученной на основании диаграммы моментов, а именно 2,7 тоннометра.



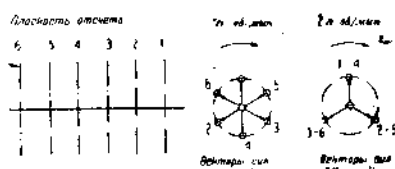
Диаграммы сил инерции и моментов первого порядка вращающихся масс



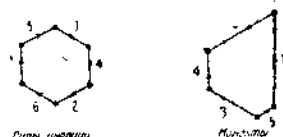
Диаграммы сил инерции и моментов первого порядка поступат. масс подобны приведенным ранее



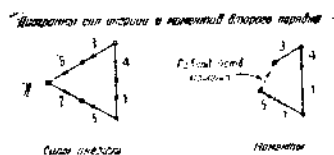
Фиг. 75.



Диаграммы сил инерции и моментов второго порядка вращающихся масс



Диаграммы сил инерции и моментов первого порядка поступат. масс подобны приведенным ранее



Фиг. 76.

Отсюда

$$54,4 W_x \cdot R_x = 2,7,$$

или

$$W_x \cdot R_x = 0,0495.$$

Для определения положения и величины противовеса Y проведем плоскость отсчета через ось цилиндра 1 , устраняя таким образом момент от вращающихся масс цилиндра 1 и противовеса в точке X .

Диаграмма моментов изображена на фиг. 72. Для трех цилиндров получается неуравновешенный момент, изображенный пунктирной линией, замыкающей диаграмму моментов; величина этого момента равна 2,7 тоннометра.

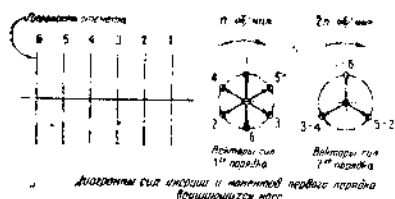
Чтобы уравновесить этот равнодействующий момент, противовесы Y цилиндра 3 должны вызвать момент, противоположный по направлению и равный по абсолютной величине. Поэтому противовесы цилиндра 3 располагаются в точке Y , как изображено на схеме расположения кривошипов (фиг. 72).

Если W_y — вес противовесов в точке Y в тоннах;

R_y — расстояние центра тяжести противовесов от оси вращения в метрах,

то центробежная сила противовесов в точке Y равна:

$$F_y = 0,00112 W_y \cdot R_y \cdot n^2 \text{ тонн.}$$



Момент, возникающий благодаря противовесам:

$$C_y = 0,00112 W_y \cdot R_y \cdot 40\,000 \cdot 1,22 = 54,4 W_y \cdot R_y \text{ тоннометров.}$$

Для равновесия этот момент должен равняться равнодействующей неуравновешенных моментов от вращающихся масс, т. е. 2,7 тоннометра.

Отсюда:

$$54,4 W_y \cdot R_y = 2,7, \\ W_y \cdot R_y = 0,0495.$$

Отсюда видно, что так как

$$W_x \cdot R_x = W_y \cdot R_y = 0,0495$$

и расположение противовесов в точках X и Y диаметрально противоположно, то центробежные силы этих масс взаимно уравновешиваются.

Если центр тяжести противовесов расположен на радиусе кривошипа, а

именно на расстоянии 0,229 м от оси вращения, то вес каждого из противовесов равен:

$$W_x = W_y = \frac{0,0495}{0,229} = 0,216 \text{ т.}$$

* * *

На фиг. 73—77 изображено применение графических методов к различным устройствам коленчатых валов шестицилиндровых двигателей, рассмотренных в главе IX.

Следует отметить, что результаты, полученные графическим методом, во всех случаях подтверждают приведенные выше аналитические выводы.

Диаграммы сил инерции и моменты первого порядка, возникающие благодаря поступательно движущимся массам, не приведены, так как они отличаются от диаграмм для сил инерции и моментов от вращающихся масс лишь по своей величине.

ОБЩАЯ ПРОБЛЕМА УРАВНОВЕШИВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Основными характеристиками двигателя являются: диаметр цилиндра, ход поршня, число оборотов в минуту, среднее эффективное давление и число цилиндров. Выбор этих параметров зависит от технических требований, предъявляемых к двигателю, но коммерческие соображения концентрируются главным образом вокруг первоначальных и эксплуатационных затрат, надежности, веса и занимаемой площади. Два последние соображения особенно существенны в случае судовых установок.

Тип двигателя

Тяжелые нефтяные двигатели могут быть подразделены на четыре основные группы: четырехтактные двигатели простого действия; четырехтактные двигатели двойного действия; двухтактные двигатели простого действия и двухтактные двигатели двойного действия.

Каждая группа может быть подразделена на два класса: компрессорные двигатели и бескомпрессорные.

Бескомпрессорные двигатели большой мощности имеют меньшее пространство по техническим и экономическим соображениям по сравнению с компрессорными двигателями. Двигатели бескомпрессорные обладают преимуществом большей простоты конструкции вследствие отсутствия воздушного компрессора высокого давления и в коммерческом отношении имеют преимущество более низкой стоимости. Однако развитие этого типа двигателей ограничивается областью двигателей малой и средней мощности¹, обычно типа полудизеля, работающего при низких средних индикаторных давлениях. Исключение представляют двигатели с противоположно движущимися поршнями, где процесс продувки в силу конструкции является наиболее совершенным; бескомпрессорная система подачи топлива, применяемая в успешных конструкциях этого типа двигателей, видоизменена в них так, что форсунки приводятся в действие от кулака на самом цилиндре, а не гидравлическим давлением насоса в определяемой установкой насоса момент, как в большинстве двигателей с простой конструкцией поршня и насосом, далеко расположенным от цилиндра.

Четырехтактные двигатели простого действия, с одним рабочим ходом на каждых два оборота коленчатого вала, занимают больше места и имеют больший вес, чем двухтактные двигатели простого действия той же мощности и с тем же числом оборотов, так как у последних на каждый оборот коленчатого вала приходится один рабочий ход. Однако нельзя считать, что двухтактные двигатели простого действия вдвое выгоднее, чем четырехтактные двигатели простого действия. Конструкции первых тяжелее (особенно в двигателях меньших размеров, где для четырехтактных двигателей применяются тронковые поршни) при одинаковой степени надежности. Кроме того, четырехтактные двигатели работают при более высоких средних индикаторных давлениях и более высоких скоростях поршня при одинаковой степени надежности. Слово «бескомпрессорных» двигателей простого действия к длительной

¹ В последние годы и самые мощные двигатели изготавливаются бескомпрессорными. (Прим. ред.).

работе при более высоких средних индикаторных давлениях и скоростях поршня, чем у соответствующих двухтактных двигателей простого действия, особенно сказывается в двигателях небольшой мощности, например, вспомогательных судовых двигателях. Это имеет место главным образом благодаря трудности осуществления процесса совершенной продувки цилиндров небольших двухтактных двигателей, особенно при относительно больших числах оборотов, характерных для этого типа двигателей.

Таким образом преимущества, которые дает двухтактный двигатель в отношении веса и занимаемой площади, способствуют быстрому развитию двигателей этого типа большой мощности. Четырехтактные двигатели продолжают охотно применяться для малых мощностей. Четырехтактные двигатели двойного действия могут идти в сравнение с двухтактными двигателями простого действия в отношении веса и занимаемой площади и могут считаться равноценными им в этом отношении, имея дополнительные преимущества в глазах сторонников четырехтактного принципа.

Двухтактные двигатели двойного действия представляют собой последнюю стадию развития тяжелых поршневых двигателей внутреннего сгорания. За последние годы этот тип несомненно достиг значительного совершенства. Однако еще имеются значительные технические затруднения, которые должны быть преодолены, прежде чем будет достигнуто полное совершенство конструкции.

Вопросы уравновешенности двигателя редко рассматриваются как фактор, определяющий выбор типа двигателя. Тем не менее интересно отметить, что с точки зрения уравновешенности четырехтактный двигатель простого или двойного действия имеет преимущества по сравнению со всеми остальными типами двигателей. Шести- или восьмицилиндровые четырехтактные двигатели, имеющие расположение кривошипов, приведенное в примерах 14 и 19 табл. 28, не имеют неуравновешенных сил инерции или моментов первого и второго порядков. Шестицилиндровый четырехтактный двигатель двойного действия, имеющий расположение кривошипов, приведенное в примере 14 табл. 28, можно сравнить с шестицилиндровым двухтактным двигателем простого действия в отношении веса и занимаемой площади, но первый обладает значительно лучшей степенью уравновешенности.

Следует отметить, что силы инерции отдельных цилиндров больше в случае двигателей двойного действия, где движущиеся части тяжелее, так что вопрос об установке вращающихся противовесов на отдельных кривошипах двигателя двойного действия должен быть тщательно обдуман.

Бескомпрессорные четырехтактные двигатели с шестью и восемью цилиндрами, имеющие расположения кривошипов, приведенные в примерах 14 и 19 табл. 28, лучше уравновешены, чем компрессорные двигатели того же типа с воздушным компрессором высокого давления, приводимым в движение вспомогательными кривошипами коленчатого вала.

Вредное влияние на уравновешенность двигателя воздушного компрессора может быть, однако, ослаблено выбором рационального устройства вспомогательного привода.

Эти замечания не относятся к двигателям с вспомогательными механизмами с отдельным приводом.

В других случаях влияние вспомогательных механизмов на уравновешенность двигателя зависит от особенностей конструкции. В случае двухтактных двигателей, имеющих продувочный насос наряду с воздушным компрессором, вспомогательные механизмы можно использовать для достижения лучшей уравновешенности двигателя. Эти вопросы подробно рассмотрены в предшествующих главах.

Среднее индикаторное давление

Можно принять, что величина среднего индикаторного давления и средней скорости поршня не зависят от размеров цилиндра для любого данного типа тяжелого двигателя внутреннего сгорания. Поэтому выбор параметров двигателя ограничивается следующими величинами: числом цилиндров, диаметром цилиндра, ходом поршня и числом оборотов в минуту двигателя. В действительности величина допустимого среднего индикаторного давления изменяется в зависимости от размеров цилиндра и назначения двигателя. В случае четырехтактных двигателей простого действия среднее индикаторное давление колеблется приблизительно от $7,4 \text{ кг/см}^2$ для цилиндров диаметром 305 мм, до $6,3 \text{ кг/см}^2$ для цилиндров, диаметр которых равен 610 мм. Это происходит главным образом благодаря тому, что величина отношения охлаждаемой поверхности цилиндра к объему цилиндра уменьшается с увеличением размеров цилиндра, затрудняя таким образом теплопередачу в цилиндрах больших размеров. Эти данные относятся к длительной работе на полной мощности и могут быть увеличены при временных перегрузках. Для судовых двигателей, работающих весьма продолжительное время при длительных рейсах, эти цифры могут быть уменьшены с пользой для эксплуатации. Данные, приведенные в табл. 7, а именно $6,7 \text{ кг/см}^2$, можно считать средней величиной при работе на полной мощности для цилиндров с нормальными размерами.

Скорость поршня

Скорость поршня для небольших двигателей зависит главным образом от отношения длины хода поршня к диаметру цилиндра и числа оборотов в минуту и лежит обычно значительно ниже допустимого предела. Для двигателей большой мощности величина средней скорости поршня обычно не превышает $5,1 \text{ м/сек}$, так как при увеличении средней скорости поршня происходит уменьшение к. п. д. двигателя. При увеличении скорости поршня также быстро возрастают и силы инерции.

Число цилиндров

Выбор соответствующего числа цилиндров всегда зависит как от технических, так и от экономических соображений. По техническим соображениям выбираются следующие характеристики двигателя: уравновешенность, постоянство крутящего момента и максимальная мощность одного цилиндра при условии обеспечения надежности. Для судовых установок имеют значения также вес и занимаемое место.

С экономической стороны более дешевыми, хотя и не всегда наиболее легкими и интересными наименьшую площадь, оказываются двигатели с малым числом цилиндров, так как стоимость двигателя быстро увеличивается с увеличением числа цилиндров. Поэтому обычно прежде всего обсуждают возможность установки двигателя с наименьшим числом цилиндров, допустимым для данных условий работы.

Наименьшим числом цилиндров для двухтактных и четырехтактных двигателей простого действия являются соответственно четыре и шесть для обеспечения возможности пуска двигателя из любого положения¹. Для двигателей двойного действия число цилиндров может быть уменьшено до трех.

Степень равномерности крутящего момента увеличивается с увеличением числа цилиндров.

Интересно отметить, что наименьшее число цилиндров при нормальных скоростях для обеспечения постоянного положительного значения крутящего момента равно четырем для двухтактных двигателей простого действия и шести — для четырехтактных двигателей простого действия. В случае шестицилиндровых двухтактных двигателей простого действия и восьмицилиндровых четырехтактных двигателей простого действия наличие внешнего маховика можно считать необязательным благодаря маховому моменту масс самого двигателя. Это обстоятельство имеет очень существенное значение; как показывает практика стационарных двигателей, внешние маховики часто являются причинами аварий с коленчатыми валами.

В случае многоцилиндровых двигателей, имеющих для улучшения внутреннего уравновешивания вращающиеся противовесы, прикрепленные к щекам кривошипов отдельных цилиндров, эти дополнительные вращающиеся массы могут также рассматриваться как маховики, имеющие все преимущества внешнего маховика при отсутствии опасности повреждения коленчатого вала.

С точки зрения уравновешивания шестицилиндровые четырехтактные двигатели, имеющие расположение кривошипов, приведенное в примере 14 табл. 28, обладают полным внешним равновесием сил инерции и моментов, а также обладают наименьшим числом цилиндров, обеспечивающим возможность пуска из всех положений. Поэтому двигатели этого типа являются общепринятыми для главных судовых установок.

Восьмицилиндровые четырехтактные двигатели с расположением кривошипов, подобным приведенному в примере 19 табл. 28, также полностью внешне уравновешены.

В случае двухтактных двигателей простого действия наименьшее число цилиндров, обеспечивающее возможность пуска из всех положений, равно четырем. Поэтому четырехцилиндровые двухтактные двигатели часто применяются для одновинтовых судовых установок средней мощности и с небольшим числом оборотов, где можно допустить достаточно большую высоту двигателя. С точки зрения уравновешенности расположение кривошипов, приведенное в примере 7 табл. 28, является наилучшим для двухтактных двигателей. Поэтому шестицилиндровые двухтактные двигатели с таким расположением кривошипов часто упот-

¹ Для судовых двигателей. (Прим. ред.).

ребляются для судовых многовинтовых установок, где высота двигателя ограничена, число оборотов более высокое, а колебания должны быть уменьшены до минимума.

В небольших судовых установках, мощностью до 400 л. с., употребляются двигатели типа полудизелей или калоризаторного типа с механическим распыливанием топлива и реверсивным устройством, с муфтой или реверсивным винтом. Число цилиндров этого типа двигателей не обязательно выбирать по соображениям возможности пуска из всех положений¹. Для судовых установок в практике употребляются двигатели с числом цилиндров не более восьми. При большем числе цилиндров длина рамы двигателя становится слишком большой, что затрудняет достижение достаточной жесткости; значительная длина рамы (большое расстояние между крайними цилиндрами) делает нагрузку на раму от сил инерции цилиндров важной конструктивной проблемой.

Для вспомогательных двигателей на число цилиндров не влияют соображения возможности пуска из любого положения; в настоящее время применяются для этой цели трех- пяти- и шестицилиндровые двигатели. Четырехцилиндровые четырехтактные двигатели с расположением кривошипов, приведенным в примере 6 табл. 28, обычно для этих целей не употребляются вследствие того, что неуравновешенная сила инерции второго порядка часто является причиной неприятных сотрясений.

При применении четырехцилиндровых двигателей четырехтактного или двухтактного типа расположение кривошипов всегда выбирается, как в примере 7 табл. 28. В этом случае неуравновешенных сил инерции нет, но моменты первого и второго порядков не уравновешены. Неуравновешенные моменты обычно менее вредны, чем неуравновешенные силы инерции, особенно для двигателей, имеющих раму жесткой конструкции. Однако, как уже упоминалось, в судовых установках четырехцилиндровых двигателей избегают, заменяя их трех- пяти- или шестицилиндровыми. Трехцилиндровые двигатели более просты по своему устройству, а с точки зрения уравновешивания почти равноценны четырехцилиндровым. Уравновешенность же пятицилиндровых двигателей значительно лучше уравновешенности четырехцилиндровых двигателей и почти соответствует уравновешенности большинства двухтактных шестицилиндровых двигателей (см. табл. 28).

В двигателях, имеющих три и больше цилиндров, силы инерции первого и второго порядков уравновешены за исключением некоторых особых случаев. Кроме того, для уменьшения неуравновешенных моментов можно обычно использовать вспомогательные механизмы, как уже разбирались в предшествующих главах.

В настоящее время в эксплуатации успешно применяются двигатели большой мощности всех основных типов с диаметром цилиндров до 840 мм. Поэтому, приняв величину среднего индикаторного давления в 6,7 кг/см² при диаметре 840 мм и средней скорости поршня 5,1 м/сек, найдем, что максимальная мощность одного цилиндра, полученная до сего времени, выражается приблизительно 2 500 и. л. с. для двухтактных двигателей двойного действия, 1 250 — для двухтактного двигателя

¹ См. по этому вопросу замечания в начале гл. 2. (П р и м. р е д.)

простого действия и четырехтактного двигателя двойного действия и 625 — для четырехтактного двигателя простого действия. Приняв одинаковый во всех случаях механический к. п. д. в 80 %, найдем максимальную эффективную мощность для одного цилиндра соответственно в 2 000, 1 000 и 500 э. л. с. Эти замечания относятся к нормальным двигателям без наддува.

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра

Мощность, развиваемая в цилиндре данного типа тяжелого двигателя при заданных среднем индикаторном давлении и средней скорости поршня, зависит от диаметра цилиндра, хода поршня и числа оборотов в минуту.

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра находится в зависимости от ряда технических соображений. Малое значение отношения хода поршня к диаметру цилиндра обуславливает плоскую форму камеры сгорания при нахождении поршня в верхнем мертвом положении и требует более тщательной работы для установления нужной степени сжатия. Неточность при производстве или износ в процессе эксплуатации могут вызвать заметные изменения в величине максимального давления сжатия. Большое значение отношения хода поршня к диаметру цилиндра дает более высокую камеру сгорания, что влечет за собой увеличение охлаждающей поверхности камеры сгорания по отношению к ее объему. Это обстоятельство может затруднить получение вспышки, особенно при пуске холодного двигателя. В двухтактных двигателях большая величина отношения хода поршня к диаметру цилиндра ухудшает продувку цилиндра двигателя через окна, так как цилиндр получается очень длинным.

В судовых установках, где желательно применение составных или полусоставных коленчатых валов, минимальное значение отношения хода поршня к диаметру цилиндра диктуется необходимостью достаточной толщины щек кривошипа, охватывающих кривошипные вставные шейки.

В судовой практике значение отношения хода поршня к диаметру цилиндра колеблется от 1 до 2,5. Меньшее значение обычно встречается в многовинтовых установках, где высота помещения для двигателя ограничена, так что двигатели с большим ходом поршня неприменимы. Большее значение отношения применяется в одновинтовых четырехтактных установках простого действия, где обычно вполне достаточна высота помещения для двигателя, а число оборотов — умеренное по соображениям к. п. д. винта.

В большинстве тяжелых двигателей, однако, значение отношения хода поршня к диаметру цилиндра колеблется в пределах 1,5 до 1,75.

Ранее упоминалось, что средняя скорость поршня влияет на величину неуравновешенных сил инерции и моментов. Скорость поршня зависит от числа оборотов двигателя и величины хода поршня, и с точки зрения наилучшей уравновешенности двигателя длинный ход поршня при умеренном числе оборотов желательнее, чем короткий ход поршня при большом числе оборотов, так как силы инерции изменяются прямо пропорционально ходу поршня и квадрату числа оборотов двигателя.

Следует помнить, однако, что для данной мощности и числа оборотов небольшое значение отношения хода поршня к диаметру дает более длинный двигатель и увеличивает неуравновешенные моменты. С другой стороны, большое отношение хода поршня к диаметру цилиндра дает высокий двигатель и способствует возникновению колебаний под действием реакции крутящего момента, несмотря на то, что длинный ход поршня и небольшой диаметр уменьшают величины нагрузок от давления газов. Двигатели с длинным ходом также менее компактны, что затрудняет укрепление рамы, чтобы противостоять действию внутренние неуравновешенных сил.

В общем значение отношения хода поршня к диаметру цилиндра быстроходных двигателей должно ограничиваться 1,5, а для двигателей менее быстроходных, как, например, для одновинтовых установок, может применяться и отношение до 2,5.

Число оборотов в минуту

В практике судовых двигателей число оборотов двигателя с непосредственным приводом ограничивается величиной к. п. д. винта. Для одновинтовых установок средней мощности число оборотов не превышает 90 или 100 об/мин. Меньшее число оборотов дает еще некоторое увеличение к. п. д. винта, но обычно недостаточное, чтобы компенсировать увеличение веса и размеров более тихоходных двигателей. Во всяком случае имеется некоторый предел для увеличения к. п. д. винта, которое может быть получено путем уменьшения числа оборотов. Этот предел зависит от специфических условий установки и быстрого увеличения диаметра винта при уменьшении скорости вращения, так что, наконец, непомерно увеличивается затрата мощности на вращение в воде винта.

В случае маломощных одновинтовых установок, мощностью до 600 л. с., число оборотов колеблется в пределах 250—500 об/мин. Наибольшая цифра относится к очень малым двигателям, как, например, для установок на моторных катерах.

В многовинтовых установках имеется определенное соотношение между числом оборотов винтов и количеством винтов при условии постоянства их к. п. д. Предположим, что для одного винта число оборотов равно 100 об/мин; при условии равенства к. п. д. винтов числа оборотов многовинтовых установок будут тогда следующие:

$$\begin{array}{lll} \text{для двухвинтовых} & \dots & 100 \cdot \sqrt{2} = 140 \text{ об/мин} \\ \text{„ трехвинтовых} & \dots & 100 \cdot \sqrt{3} = 175 \text{ „} \\ \text{„ четырехвинтовых} & \dots & 100 \cdot \sqrt{4} = 200 \text{ „} \end{array}$$

В случае одновинтовых установок числа оборотов в минуту обычно настолько низки, что желательность уравнивания двигателя становится вопросом личного мнения конструктора. В случае же многовинтовых установок степень уравнивания двигателя существенна для обеспечения отсутствия колебаний.

Число оборотов стационарных двигателей колеблется от 400 об/мин для малых до 200 об/мин для более крупных.

Кроме того, иногда стремятся уменьшать стоимость установки путем уменьшения размеров двигателя за счет увеличения числа оборотов. Это обстоятельство заслуживает особого внимания при разработке технических условий установки. Этому вопросу стоит уделить столько же внимания, как и вопросу выбора среднего индикаторного давления. Оба фактора оказывают существенное влияние на надежность двигателя, но следует помнить, что в то время как чрезмерно большое среднее индикаторное давление вредно для двигателя, непомерно большое число оборотов может отразиться также и на окружающих предметах благодаря передаче колебаний через фундамент. Этот недостаток может быть почти совсем исключен при помощи уравнивания. Таким образом вопрос с экономической точки зрения должен быть рассматриваем в свете относительных стоимостей двигателей с умеренным числом оборотов, но без специальных устройств для уравнивания и быстрого уравниваемого двигателя. С технической точки зрения желательны умеренное число оборотов и наибольшая уравниваемость двигателя.

Вспомогательные механизмы двигателя

В двухтактных двигателях непосредственно от главного двигателя приводятся два вспомогательных механизма: воздушный компрессор и продувочный насос; в компрессорных четырехтактных двигателях — только воздушный компрессор. Для бескомпрессорных двигателей необходимость в компрессоре отпадает. Насосы для смазки под давлением и охлаждающей воды могут также приводиться в движение от главного двигателя, но они не оказывают существенного влияния на уравнивание двигателя.

В мощных судовых установках воздушный компрессор может приводиться в движение от независимого привода, если желательно получить максимальную полезную мощность от главного двигателя. Для двухтактных двигателей продувочный воздух может подаваться турбовоздушными с независимым приводом. В этих случаях вопрос о нарушении уравниваемости благодаря влиянию вспомогательных механизмов отпадает. Вспомогательные механизмы могут приводиться от главного двигателя при помощи балансирных рычагов от крейцкопфов двигателя или же при помощи вспомогательных кривошипов на продолжении коленчатого вала. В судовой практике вспомогательные механизмы с приводом от балансира применяются в установках с одним или двумя винтами. Они помещаются с наружной стороны двигателя, чтобы не загромождать прохода между двигателями. При употреблении вспомогательных двигателей для подачи электроэнергии желательно, чтобы они имели различные скорости вращения для уменьшения возможности возникновения резонансных колебаний. Разница в скорости вращения в десять оборотов для этой цели достаточна.

Крутильные колебания

Полное исследование проблемы колебаний должно включать вычисление собственной частоты крутильных колебаний для системы масс двигателя. Это имеет особенно существенное значение при значительных

вращающихся массах, при прикреплении к щекам кривошипов противовесов. В практике имели место случаи, когда было установлено, что вращающиеся противовесы, прикрепленные к щекам кривошипов, оказывались неприменимыми благодаря возникающим колебаниям. Колебания возникали вследствие близости частоты собственных колебаний системы вала и скорости двигателя¹.

В связи с этим следует помнить, что возможности изменения эксплуатационного числа оборотов при данном винте в случае двигателя внутреннего сгорания и паровой машины значительно отличаются друг от друга. В последнем случае нормальное среднее индикаторное давление (отнесенное к цилиндру низкого давления), например в $2,1 \text{ кг/см}^2$, позволяет изменение проектной скорости в широких пределах, если требуется назначить другое число оборотов. В случае двигателя внутреннего сгорания нормальное среднее индикаторное давление, например в $6,33 \text{ кг/см}^2$, не допускает увеличения больше чем на 10% при длительной работе. Это обстоятельство ограничивает изменение расчетной скорости для приспособления к условиям эксплуатации очень узкими пределами.

Колебания корпуса

В судовых установках важно обеспечить, чтобы частота периодических возмущающих сил, возникающих вследствие неуравновешенности масс, не совпадала с частотой собственных колебаний корпуса судна. В задачи этой книги не входит рассмотрение методов определения частоты собственных колебаний корпуса судна. Однако нижеследующая формула может быть полезна для предварительных вычислений при проектировании установки.

Частота собственных свободных горизонтальных или вертикальных колебаний корпуса судна определяется при помощи формулы Шлика (Schlick):

$$n_k = K \sqrt{\frac{J}{D \cdot L^3}},$$

где n_k — число свободных колебаний первого тона в минуту;

J — момент инерции миделя в метрах;

D — водоизмещение судна в тоннах;

L — длина судна по ватерлинии в метрах;

K — постоянная, имеющая следующие значения: для больших быстроходных судов с острыми образованиями 3 250 000 и для грузовых судов с полными образованиями 2 800 000.

Примечание. Для горизонтальных колебаний J — момент инерции относительно вертикальной нейтральной плоскости; для вертикальных колебаний J — момент инерции относительно горизонтальной нейтральной плоскости.

При полном исследовании частоты колебаний корпуса судна необходимо составить таблицу подсчитанных по вышеприведенной формуле критических скоростей вращения² для нескольких водоизмещений.

¹ Разумеется, вполне возможно и обратное: постановка противовесов может быть полезна как средство удаления критического числа оборотов от эксплуатационного. (Прим. ред.)

² Число свободных колебаний первого тона будет критическим числом оборотов для двигателя с неуравновешенной силой инерции первого порядка. При неуравновешенной силе инерции второго порядка критическое число оборотов соответственно будет равно половине n_k . (Прим. ред.)

При таких вычислениях величины J и L могут считаться постоянными для всех водоизмещений. Нагрузка судна оказывает влияние на частоту собственных колебаний; на нее влияет также величина осадки.

Пример. Грузовое судно 122 м длиной. Водоизмещение при полной нагрузке—9000 т. Момент инерции миделя судна относительно горизонтальной нейтральной плоскости 26,9 м⁴; для этого класса судов $K = 2800\,000$. Отсюда

$$n = 2800\,000 \sqrt{\frac{26,9}{9\,000 \cdot 122^3}} = 106,$$

т. е. $n = 106$ об/мин для вертикальных колебаний; при водоизмещении в 6000 т

$$n = 2800\,000 \sqrt{\frac{26,9}{6\,000 \cdot 122^3}} = 130,$$

т. е. $n = 130$ об/мин для вертикальных колебаний.

Критические числа оборотов по вышеприведенной формуле соответствуют колебаниям первого порядка (первого тона). Колебания второго порядка могут иметь также большое значение.

На фиг. 78 изображено расположение узлов и пучностей для различных случаев колебаний.

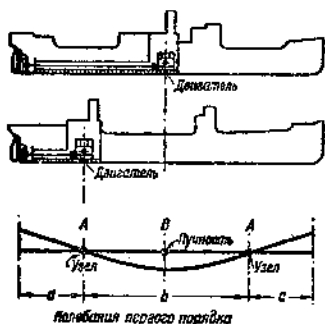
Для стержня постоянного сечения число колебаний второго тона в три раза больше, чем первого тона, но для обычного корпуса судна это отношение согласно данным Шлика равно 2. Расположение узлов

для стержня постоянного сечения при колебании первого порядка определяется из $a = 0,2240 L$ и $b = 0,5516 L$, где L —общая длина стержня (фиг. 78). Для судов эти данные будут соответственно 0,231—0,253 для расстояния заднего узла, считая от заднего перпендикуляра, и 0,31—0,365 для расстояния переднего узла от переднего перпендикуляра. Эти величины относятся к судам с острыми образованиями.

Для колебаний второго порядка и для призматического стержня постоянного сечения расположение узлов соответствует: $a = 0,132 L$ и $b = 0,368 L$.

Если двигатель, имеющий неуравновешенный равнодействующий момент, помещен на судне так, что его центр тяжести совпадает с расположением пучности B , как указано на фиг. 78 сверху, то он не

оказывает влияния на колебания корпуса судна. Если же двигатель расположен в узле A , как на фиг. 78 внизу, то он будет усиливать колебания корпуса судна. Если же двигатель, имеющий неуравновешенную равнодействующую силу инерции, помещен на судне таким образом, что его центр тяжести совпадает с пучностью B , то он будет



Фиг. 78.

усиливать колебания корпуса судна. Если же он помещен в узле А то он не будет оказывать никакого влияния на вибрацию корпуса.

Следовательно, если судовой двигатель помещен посредине судна, неуравновешенные силы инерции должны быть малы. Если же он расположен в кормовой части, то неуравновешенные моменты должны быть малы.

Более подробные сведения относительно колебаний корпуса судна можно найти в статье Шлика: „Новые исследования колебаний пароходов“, „Труды Института инженеров-кораблестроителей“¹, Лондон, 1894 г.

ГЛАВА XIII

ФУНДАМЕНТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

В стационарных установках двигатели внутреннего сгорания устанавливаются на фундаментах из камня, кирпича или бетона.

В небольших установках фундаменты обычно состоят из одного бетонного блока. Этот тип фундамента наиболее долговечен и при небольших размерах дешевле, чем фундаменты из кирпича или каменные.

Состав бетона для этих случаев в объемных частях следующий: одна часть цемента, две части песка и от трех до четырех частей инертных материалов. Инертные материалы должны состоять из гравия, гранитного щебня или чисто промытой гальки и не должны превышать по своей величине 20—25 мм в зависимости от размеров фундамента. Один кубический метр хорошего бетона весит около 2250 кг.

В больших установках фундаменты двигателей можно делать из кирпича. Этот способ иногда более удобен в тех случаях, когда имеются выносные подшипники или туннели для выхлопных коллекторов, а также туннели, позволяющие осмотр гаек и шайб фундаментных болтов. Кирпичная кладка для более крупных установок может быть сложена так же быстро, как и в случае изготовления фундамента из бетона, и способна выносить полную нагрузку немедленно после окончания кладки.

Бетонные фундаменты требуют нескольких месяцев времени для приобретения полной крепости. Кубический метр кирпичной кладки содержит около 450 кирпичей размером $250 \times 120 \times 65$ мм, 0,24 м³ песка и 0,092 м³ цемента и весит около 1750 кг.

Кирпичи обычно кладут на растворе из двух-трех частей песка на одну часть цемента. Для надземных частей фундамента, а также сильно нагруженных частей фундамента желательно, чтобы раствор содержал равные части песка и цемента.

Камень для фундаментов двигателей употребляется редко, главным образом вследствие относительно высокой стоимости. Однако следует

¹ См. также работы на русском языке: Б. Л. Су щ е н к о в „К вопросу о вычислении свободных колебаний судна“, „Известия СГБ Политехнического института“, 1914 г., т. XXI. Его же: „О вычислении собственных колебаний непризматических стержней“, „Ежегодник Союза морских инженеров“, т. I. (Прим. ред.)

отметить, что камень способен выдерживать значительно большие давления и обладает большей способностью поглощать колебания, чем кирпичная кладка или бетон.

В тех случаях, когда употребляется камень, его необходимо укладывать параллельно его естественным плоскостям раскола для предотвращения образования трещин. Каменная кладка весит около $2\,400\text{ кг/м}^3$.

Иногда в бетонных фундаментах тяжелых двигателей для предотвращения образования трещин употребляется арматура. В этих случаях армирующий материал должен быть достаточно мелких калибров и равномерно распределен в бетоне, так как он служит для увеличения связи массы бетона. Большие концентрированные массы армирующего материала могут способствовать появлению трещин.

Контур фундамента в плане следует проектировать согласно очертаниям двигателя и относящихся к нему устройств. Фундамент должен быть уложен на твердый грунт и не соприкасаться с окружающими его фундаментами стен помещения.

В случаях плохого грунта необходимо устройство бетонной подушки не менее чем 300-миллиметровой толщиной, опирающейся на сваи или лежки для образования твердой опоры фундамента.

Во всяком случае, глубина фундамента должна быть достаточна и обеспечивать опору фундамента на непромерзающих слоях грунта. Глубина промерзания колеблется от 0,9 до 1,8 м в зависимости от климата.

В Англии эта глубина при обычных почвах достигает приблизительно 0,9 м, а в глине — 1,2 м.

Допустимая нагрузка для твердого грунта может быть принята от 0,8 до $1,08\text{ кг/см}^2$.

При бетонном фундаменте, весящем $2\,250\text{ кг/м}^3$, она эквивалентна давлению слоя бетона в 3,6—4,8 м толщиной.

Таким образом бетонный фундамент высотой 2,44 м дает дополнительную к весу двигателя нагрузку на грунт в $0,55\text{ кг/см}^2$. Эту цифру следует помнить при установлении высоты фундамента.

Если предельное допустимое давление на грунт меньше, чем $0,8\text{ кг/см}^2$, площадь основания фундамента должна быть пропорционально увеличена, или же он должен быть укреплен на сваях.

Высота фундамента в случае вертикальных двигателей обычно достигает 0,75—1,0 высоты двигателя при твердом грунте.

Размеры фундамента двигателя зависят от типа, размеров и числа оборотов в минуту двигателя. Двигатели с большим числом оборотов в минуту требуют более тяжелых фундаментов, чем подобные же двигатели с малым числом оборотов, так как силы инерции первых значительно больше. Поэтому же фундаменты четырехтактных двигателей должны быть тяжелее, чем для соответствующих двухтактных двигателей. Эти замечания, однако, не относятся к шестицилиндровым двигателям и другим типам хорошо уравновешенных четырехтактных двигателей.

Так как число оборотов двигателей большой мощности обычно меньше числа оборотов двигателей малой мощности, то размеры фундаментов первых могут быть относительно меньше. Объем фундаментов для

вертикальных четырехтактных двигателей простого действия при твердом грунте берут равным:

0,570 м ³ /л. с.	для небольших двигателей
0,425 м ³ /л. с.	для двигателей большой мощности
от 0,34 до 0,40 м ³ /л. с. для	двухцилиндровых двигателей
от 0,28 до 0,34 м ³ /л. с. для	трехцилиндровых двигателей
0,280 м ³ /л. с.	для четырехцилиндровых двигателей
0,255 м ³ /л. с.	для пятицилиндровых двигателей
0,225 м ³ /л. с.	для шестицилиндровых двигателей.

Объем фундамента уменьшается при увеличении числа цилиндров, так как величины неуравновешенных сил инерции и моментов меньше в многоцилиндровых двигателях.

В табл. 36 приведены размеры фундаментов для ряда четырехтактных вертикальных двигателей простого действия, работающих на генераторы.

Приведенные данные пригодны для фундаментов, опирающихся на твердый грунт. Для такого грунта указанные в таблице размеры достаточны для обеспечения спокойной работы двигателей, работающих под полной нагрузкой. Приведенные в таблице мощности двигателей подсчитаны для среднего индикаторного давления в 7 кг/см² и механического к. п. д. от 73 до 75%.

На основании рассмотрения табл. 36 можно заключить, что определение размеров фундамента по его объему не обладает значительной точностью и является нежелательным. Лучшие результаты получаются, если брать вес фундамента кратным весу двигателя.

Этот метод дает прогрессирующее уменьшение веса фундамента при увеличении числа цилиндров благодаря уменьшению веса двигателя на единицу мощности при увеличении числа цилиндров. Этот метод имеет еще и то преимущество, что дает уменьшенные размеры фундаментов для двухтактных двигателей, что желательно, так как неуравновешенные силы инерции в них меньше, чем в четырехтактных.

В табл. 36 вес фундамента в пять раз больше веса двигателя и динамо. Применение большего отношения весов не дает преимуществ, так как способность фундамента поглощать колебания, которая приблизительно пропорциональна весу фундамента, при дальнейшем увеличении веса значительно не возрастает.

Например, увеличение веса фундамента от единицы до двух, если вес двигателя и генератора равен единице, увеличивает вдвое способность фундамента поглощать колебания, тогда как увеличение веса фундамента сверх пятикратного веса двигателя и динамо увеличивает способность поглощения колебаний лишь на 20%.

Ступенчатые фундаменты предпочтительнее гладких прямоугольных фундаментов, особенно на мягком грунте и в тех случаях, когда имеются значительные неуравновешенные моменты.

Основной массив фундамента должен покоиться на слое хорошо утрамбованного щебня толщиной от 0,6 до 0,9 м.

Двигатель укрепляется на фундаменте длинными, проходящими сквозь него болтами, за исключением двигателей малых размеров, для которых доступ к нижним концам связей не обеспечивается. В таких слу-

Размеры фундаментов для вертикальных четырехтактных двигателей простого действия, приводящих в движение электрогенераторы
Гладкий массив

Двигатель и динамо				Вес в тоннах				Ф у н д а м е н т					
Число цилиндров	Диаметр цилиндра мм	Хол поршня мм	Число оборотов	Мощность		Вес двигателя и динамо W_1	Общий вес $W_0 + W_1$	Отношение $\frac{W_1}{W_0}$	Высота м	Площадь осно- вания M_2	Объем M_3	Удельное давлe- ние на грунт Kz/cm^2	Объем на единицу мощности $M/A.c.$
				л. с.	квт								
1	203,2	304,8	340	20	13	5	30	5	1,83	6,503	11,13	0,453	0,56
1	406,4	508,0	260	100	63	25	150	5	3,05	19,51	56,63	0,775	0,56
2	203,2	304,8	260	40	26	7	42	5	1,83	9,29	15,85	0,453	0,39
2	406,4	508,0	360	200	133	35	175	5	3,05	26,94	79,29	0,775	0,39
3	203,2	304,8	260	60	40	9	54	5	1,83	11,15	20,89	0,485	0,34
3	406,4	508,0	360	300	200	45	270	5	3,05	33,44	101,94	0,810	0,34
4	203,2	304,8	360	80	52	11	61	4,5	1,83	12,53	22,65	0,485	0,28
4	406,4	508,0	260	400	266	55	305	4,5	3,05	38,09	113,27	0,810	0,28
5	203,2	304,8	330	100	66	13	68	4,5	1,83	13,93	25,48	0,485	0,25
5	406,4	508,0	260	500	220	65	340	4,5	3,05	42,73	127,43	0,810	0,25
6	203,2	304,8	360	120	80	15	75	4	1,83	15,33	27,18	0,485	0,23
6	406,4	508,0	260	600	400	75	375	4	3,05	46,45	135,92	0,810	0,23

Примечание. Предполагается, что фундаменты построены на твердом грунте и не требуют специальных подушек и свай.

чаих употребляются анкерные связи с ершом или Т-образной головкой, залитые в бетон.

Число фундаментных болтов в плите двигателя обычно равняется $2(N+1)$, где N — число цилиндров двигателя. Кроме того, обычно имеется еще добавочное количество болтов для крепления выносного подшипника и генератора или другого приводимого от двигателя механизма.

Диаметр фундаментных болтов обычно равен одной восьмой диаметра цилиндра, а длина их равна пяти-шести диаметрам цилиндра. Болты должны иметь на своем нижнем конце гайки и стальные шайбы большего диаметра. Отверстия в фундаменте делают большего диаметра, чем болты, чтобы можно было выверять положение болтов в отверстиях.

После установки двигателя свободные пространства отверстий для фундаментных болтов заливаются цементом для предотвращения возможности их смещения, а также коррозии. В фундаментах больших установок делаются проходы для доступа к нишам, в которых находятся шайбы и гайки на нижних концах фундаментных болтов.

Так как масло и нефть сильно разрушают бетон, то предотвращение попадания их на фундамент имеет существенное значение. Поэтому вокруг основания плиты двигателя должны быть предусмотрены каналы для улавливания нефти и смазки и устройства для отвода их.

Открытые части фундамента можно защитить непроницаемым покрытием из жидкого стекла (силикат натрия).

Антивибрационные фундаменты

Антивибрационные фундаменты разработаны, чтобы удовлетворить требования спокойного хода двигателей внутреннего сгорания, а также для уничтожения опасных последствий колебаний, создаваемых быстроходными двигателями на обыкновенных фундаментах.

Главными причинами колебаний являются: недостаточное статическое или динамическое равновесие; недостаточная жесткость конструкции, вызывающая деформации под действием нагрузок; неточность механической обработки и сборки и недостаток однородности материалов, употребляемых для изготовления деталей.

Эти причины могут иметь место и в ротативных машинах, как, например, электрические моторы и паровые турбины, а также в поршневых машинах — паровых и двигателях внутреннего сгорания.

В большинстве поршневых машин, однако, главными причинами колебаний являются силы инерции неуравновешенных поступательно движущихся и вращающихся частей и неуравновешенная реакция крутящего момента. Некоторая степень неуравновешенности неизбежна в конструкциях этого типа первичных двигателей.

В ротативных машинах главными причинами колебаний являются неточности механической обработки и недостаточная жесткость конструкции. Эти причины мешают достижению полного статического и динамического равновесия, теоретически присущего этому типу машин.

Результаты затраты части энергии двигателя или машины на колебания чрезвычайно сложны и редко могут быть настолько упрощены, чтобы охватить их математической формулой.

В общем, результаты возникающих в установке колебаний можно классифицировать следующим образом:

а) воздушные колебания, которые сообщаются непосредственно от машины окружающему воздуху и производят шум;

б) колебания фундамента, которые очень хорошо передаются окружающим предметам через фундамент, грунт, стены и рамы соседних строений;

в) колебания, которые сообщаются воздуху фундаментом.

В дополнение к этим основным явлениям могут иметь место другие нежелательные явления, если части машины или окружающие ее предметы имеют частоту собственных колебаний, которая совпадает с частотой той или иной возмущающей силы. Совпадение частот обуславливает резонанс и возможность серьезного повреждения соответствующей детали или сооружения.

В случае колебания фундамента, например, следует отметить, что хотя влияние их может быть не особенно заметно в непосредственном соседстве с машиной, однако характер распространения колебаний через грунт, стены и полы окружающим предметам таков, что даже слабые колебания могут быть причиной значительных неполадок в том случае, если имеется возможность возникновения резонанса даже у отдаленных предметов.

Поэтому устранение колебаний имеет огромное значение, особенно в установках, находящихся в населенных местностях или в общественных зданиях.

Благодаря сведению до минимума колебаний могут быть значительно уменьшены износ деталей и возможность поломок; предотвращены повторные поломки и устранена опасность аварий главных механизмов установки.

Предупреждение аварий лучше, чем их исправление; поэтому полное уравнивание представляется наиболее правильным методом разрешения проблемы.

Однако эти вопросы имеют одновременно как техническое, так и экономическое значение. Для поршневых двигателей сама конструкция определяет некоторую степень неуравновешенности почти во всех типах этих машин. Хотя в шестицилиндровом четырехтактном двигателе, имеющем расположение кривошипов, подобное приведенному в примере 14 табл. 28, вполне уравновешены силы инерции и моменты первого и второго порядков, но не всегда по коммерческим или практическим соображениям этот тип двигателя оказывается приемлемым.

Кроме того, следует отметить, что двигатель, теоретически совершенно уравновешенный, не всегда практически является таковым. Неточности механической обработки и сборки, вызывающие незначительные неправильности в относительном положении движущихся частей, недостаток жесткости вследствие стремления к малому весу двигателя, разница в весе движущихся частей отдельных цилиндров, считаемых в расчете одинаковыми, могут содействовать появлению заметных колебаний, особенно для быстроходных двигателей.

Эти факторы могут быть сведены к минимуму путем надежной конструкции, тщательного изготовления и сборки, но только за счет увеличения первоначальной стоимости.

В ротативных машинах трудности достижения при изготовлении полного статического и динамического, внутреннего и внешнего уравновешиваний вращающихся частей общеизвестны. Почти во всех двигателях серийного производства имеются недостатки, способные вызвать заметные колебания.

Антивибрационные фундаменты предназначены для предотвращения передачи колебаний вследствие неуравновешенных сил инерции.

Для вертикальных поршневых двигателей обеспечение веса фундамента в четыре-пять раз больше веса двигателя может рассматриваться как примитивный метод уменьшения колебаний. Сущность этого метода заключается в присоединении к двигателю достаточно большой массы для уменьшения амплитуды колебаний, передаваемых от двигателя к массе. Когда вибрирующая машина соединяется с большой массой фундамента, свободная энергия, возникающая благодаря неуравновешенным силам инерции и моментам, частично поглощается движением фундаментной массы. Чем больше общая масса двигателя и фундамента, тем меньше амплитуда передаваемых колебаний. Однако употреблять фундамент настолько большой, чтобы он мог совершенно уничтожить влияние неуравновешенных сил инерции и моментов, с экономической точки зрения невозможно, так как увеличение масс в два раза уменьшает величину амплитуды только наполовину. Чтобы уменьшить амплитуду до одной четверти первоначальной амплитуды, потребовалось бы увеличение первоначального веса фундамента в четыре раза.

Изолированные фундаменты

Применение упругих материалов для фундаментов двигателей с целью сведения колебаний к минимуму не является новостью. Лучшие свойства камня в отношении поглощения колебаний, например, по сравнению с кирпичом и бетоном, уже нами упоминались. Однако сравнительно незначительного эффекта применения камня недостаточно, чтобы оправдать более высокую стоимость установки. Простейшая форма антивибрационного фундамента, в которой употребляются упругие материалы, состоит из слоя материала, помещенного между плитой двигателя и верхней поверхностью фундамента.

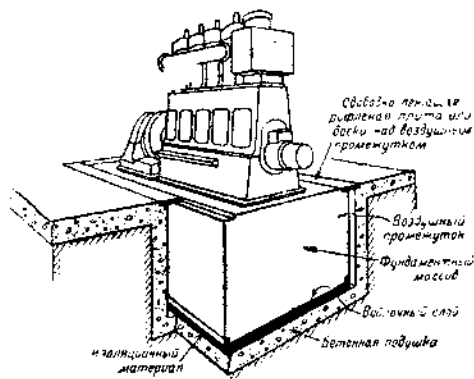
На практике этот метод с успехом применяется для легких быстроходных машин, а именно: электрических моторов, небольших воздушных компрессоров и т. д.

Кроме слоя изолирующего материала между двигателем и фундаментом желательно употреблять тот же самый материал для изоляционных шайб, подкладываемых под металлические шайбы фундаментных болтов, а также для втулок, вставляемых в отверстия для болтов. Толщина изолирующего материала для легких двигателей обычно колеблется от 6,5 до 65 мм при толщине изоляционных шайб под гайками болтов от 6,5 до 25 мм. В более крупных установках, где свободная энергия, которая должна быть поглощена, значительно больше, употребляется упругое основание фундамента, как изображено на фиг. 79. При этом устройстве амплитуда первоначальных колебаний уменьшается обычным способом, при помощи увеличения колеблющихся масс за счет массы фундамента.

Передача этих уменьшенных колебаний грунту, а затем и окружающим предметам предотвращается при помощи слоя изоляции между основанием фундамента и специальной поддерживающей фундамент бетонной подушкой. Основному массиву фундамента таким образом представляется возможность перемещения, и колебания в значительной степени поглощаются благодаря внутреннему трению в упругом изолирующем материале. Амплитуда колебаний и количество свободной энергии, которые должен поглотить упругий материал, регулируются выбором размеров основного массива фундамента.

На фиг. 79 показана подушка из бетона, выполненная с горизонтальной верхней плоскостью. Плиты из упругого материала укладываются поверх этой подушки. Затем поверх них выкладывается массив фундамента обычным образом, с зазором между ним и стенками фундаментного котлована.

При некоторых типах упругих материалов, как, например, „Coresil“, слой изолирующего материала покрывается тонким листом войлока перед укладкой бетонной массы. В тех случаях, когда двигатель работает на ременную передачу, боковая поверхность фундамента со стороны привода может быть также покрыта слоем упругого материала. В других случаях обычно делается воздушный промежуток приблизительно в 75 мм между боковой стороной фундамента и стенами котлована фундамента; этот промежуток покрывается плитами рифленого железа или досками. Болты, укрепляющие двигатель



Фиг. 79. Изолированный фундамент двигателя.

на фундаменте, не должны проходить через упругий материал.

В ротативных машинах, где вращающиеся части имеют некоторый эксцентриситет (благодаря различным причинам), крепление болтами плиты машины к фундаменту вызывает сильное давление на коренные подшипники вследствие возникающих реакций при вращении смещенного ротора относительно первоначальной оси. Это обстоятельство вызывает чрезмерное трение и вредные колебания. Однако, если машина или двигатель смонтированы на упругом фундаменте, слой упругого материала, служащего подушкой, позволяет неподвижным частям двигателя перемещаться под воздействием ротора до достижения равновесия, облегчая таким образом давление на подшипники и поглощая колебания. В то же время упругость материала препятствует передаче колебаний грунту.

Фундаменты с упругой изоляцией осуществляются на практике способом, изображенным на фиг. 79, уже много лет. Однако их правильная конструкция требует рассмотрения неуравновешенных сил инерции, правильного распределения масс и правильного соотношения между различными факторами.

Нефтяные, газовые и паровые двигатели мощностью до 4000 л. с. с успехом монтируются на фундаментах этого типа, которые представляют собой при нормальных условиях наиболее дешевый тип антивибрационных фундаментов. Там, где имеются или могут возникнуть после пуска в ход установки особые грунтовые условия, этот метод имеет то отрицательное свойство, что конструкция трудно поддается исправлениям для приспособления к этим условиям.

Упругие материалы

Во всех антивибрационных фундаментах с прослойками из упругих материалов выбор подходящего материала имеет доминирующее значение.

Выбранный материал должен хорошо связываться со всеми видами цемента или бетона, давая надежное сцепление.

Упругий материал должен воспринимать значительные нагрузки, не подвергаясь опасности размельчения или выдавливания, не уплотняясь чрезмерно и не теряя своей упругости. Кроме того, он не должен разрушаться под действием масла и воды.

Для этой цели были испробованы различные материалы, например, войлок, торф, размельченная пробка, резина и т. п., причем все они дали неудовлетворительные результаты, главным образом, вследствие быстрого разрушения под действием масла и воды, а в некоторых случаях благодаря потере упругости (чрезмерному уплотнению) под действием нагрузки и колебаний. Поэтому следует употреблять только те материалы, которые уже специально созданы в результате опыта и длительного применения.

Наиболее пригодны из этих специально изготовленных материалов те, которые состоят из естественно упругих веществ, пропитанных специальными составами для предохранения от разрушения, например, „Coresil“ и „Mascolite“.

„Coresil“¹ состоит из специально выбранной и обработанной пробки, нарезанной полосами, которые аккуратно вделаны в железные рамы для полного использования упругости естественной пробки. Плиты пропитаны защитным составом для сохранения их упругости и предотвращения разрушения.

Максимальный размер каждой плиты составляет 1,67 м², а толщина их обычно равна 63 мм. В некоторых случаях эти размеры могут быть изменены.

„Mascolite“² состоит из специальной смеси волокон животного происхождения, обладающих большой долговечностью и неизменностью. Эти волокна прессуются и перемалываются для того, чтобы дать компактность материалу, используя связь спутанных волокон между собой.

Отдельные волокна являются микроскопическими капиллярными трубками, заполненными воздухом. Трубки закупорены непроницаемым рас-

¹ Изготовленный акционерным обществом Кристи и Грей, Лондон (W. Christie & Grey Ltd 4, Lloyds Avenue, London E. C. 3).

² Изготавливается фирмой Ричард Ашворд, Ланчестер (Richard Ashworth, Bridge End Mill, Waterfoot Rossendale, Lancs).

твором, создавая таким образом изолированные воздушные мешки, вследствие чего материал способен выдерживать большое сжатие и значительные нагрузки без большой остаточной деформации. Естественная упругость материала вследствие такой обработки увеличивается, так же как и водоупорность. Для изоляции фундаментов двигателей этот материал употребляют в виде листов толщиной 6,5 мм с пробковыми прослойками; все это соединено связующим материалом. Изолирующий материал, изготовленный таким способом, является лучшей звукопоглощающей средой, чем материал однородной плотности.

„Mascolite“ поставляется для фундаментов легких машин в листах толщиной от 6,5 до 25 мм, а для тяжелых машин—толщиной от 25 мм и выше. Материал для изоляции фундаментов сравнительно легких быстроходных машин также мягче, чем материал, употребляемый для быстроходных машин.

Табл. 37 содержит размеры массивов фундаментов с упругой изоляцией для четырехтактных вертикальных двигателей простого действия, приводящих в движение электрические генераторы. Предполагается, что фундаменты укладываются на твердом грунте.

В размеры фундаментов включена толщина бетонной подушки под изолирующим материалом; в этом—главная разница между цифрами, приведенными в табл. 37 и 36. Толщина бетонной подушки, лежащей под изолирующим материалом, может не превышать 150—300 мм, если фундамент укладывается на твердый грунт.

Упругие рессорные фундаменты

Употребление стальных рессор для фундаментов двигателей в целях поглощения колебаний может рассматриваться как логическое развитие метода, уже успешно применяемого для смягчения действия ударных нагрузок и уничтожения колебаний на всех видах транспорта.

Конструкция рессорных антивибрационных фундаментов основывается на определенных механических принципах, которые можно изменять или расширять, чтобы удовлетворить требованиям отдельных установок.

Фундаменты этого типа также обладают достаточной гибкостью, чтобы отвечать различным эксплуатационным условиям, а также возможностью регулировки во время работы. Это является большим преимуществом, особенно в случаях ненормальных грунтовых условий, обнаруженных после пуска установки.

В новых установках окончательная регулировка производится при эксплуатационных условиях, так что всякие колебания немедленно обнаруживаются и могут быть уничтожены путем изменения характеристики системы. В процессе работы регулировка остается неизменной, если не изменяются условия работы и не обнаружатся ненормальные грунтовые условия.

На фиг. 80 изображен патентованный рессорный фундамент, сконструированный фирмой Кристи и Грей (W. Christie and Grey, Ltd London) для четырехцилиндрового вертикального двигателя мощностью 112 л. с., приводящего в движение динамомашину постоянного тока мощностью 75 квт при 325 об/мин.

Размеры массивов фундаментов для вертикальных четырехтактных двигателей простого действия, приводящих в движение электрические генераторы
Изолированный тип

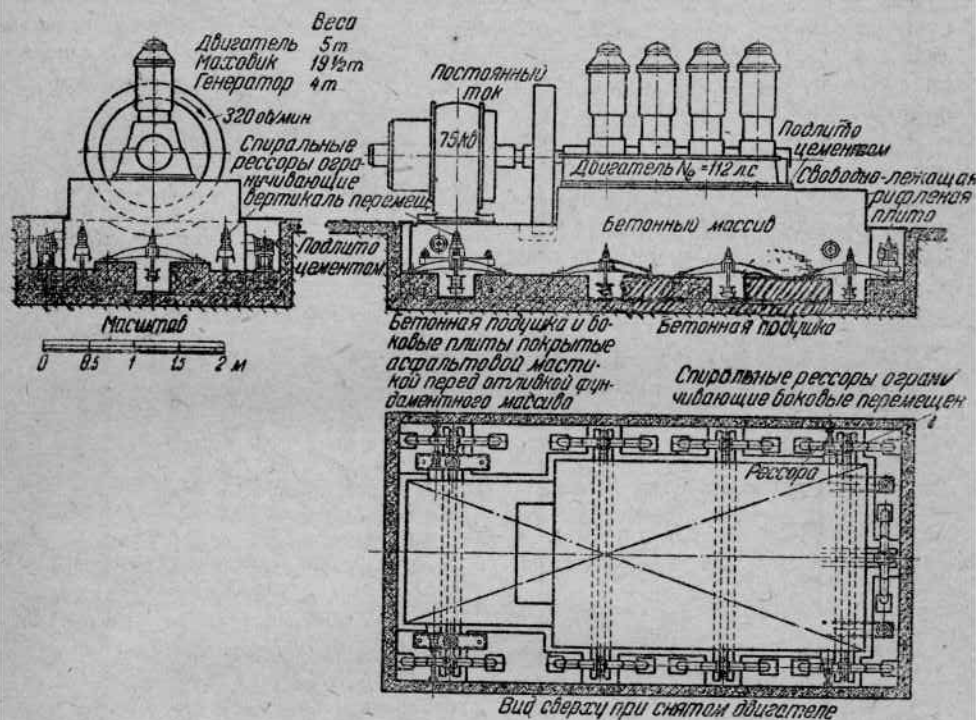
Двигатель и динамо				Вес в тоннах				Ф у н д а м е н т						Тип изоляции	
Диаметр цилиндра мм	Ход поршня мм	Число оборотов	Мощность	Вес двигателя и динамо W_0	Вес фундамента W_f	Общий вес $W_0 + W_f$	Отношение $\frac{W_0}{W_f}$	Высота м	Площадь м ²	Объем м ³	Удельное давление на грунт кг/см ²	Объем на единицу мощности м ³ /л.с.	Легкость изоляции мм		
														л.с.	кг/м
1	203,2	304,8	360	20	13	29	34	5,8	2,134	6,50	13,02	0,52	0,65	19	„Mascolite“ В. U
1	406,4	508,0	260	100	66	145	170	5,8	3,353	19,51	65,13	0,86	0,65	25	
2	203,2	304,8	360	40	26	39	46	5,6	2,134	9,29	17,55	0,52	0,44	19	„
2	406,4	508,0	260	200	133	35	195	6,6	3,353	26,94	87,78	0,56	0,44	25	
3	203,2	304,8	360	60	40	50	59	5,5	2,134	11,15	22,65	0,53	0,38	19	„
3	406,4	508,0	260	300	200	45	248	5,5	3,353	33,44	113,27	0,87	0,38	25	
4	203,2	304,8	360	80	52	11	55	5,0	2,134	12,53	24,92	0,53	0,31	19	„
4	406,4	508,0	260	400	268	55	275	5,0	3,353	38,09	124,59	0,87	0,31	25	
5	203,2	304,8	360	100	66	13	63	4,8	2,134	13,93	28,32	0,54	0,28	19	„
5	406,4	508,0	260	500	330	65	312	4,8	3,353	42,73	141,58	0,88	0,28	25	
6	203,2	304,8	360	120	87	15	63	4,5	2,134	15,33	30,58	0,54	0,25	19	„
6	406,4	508,0	260	600	400	75	337	4,5	3,353	46,45	152,91	0,83	0,25	25	

Примечания. 1) Предполагается, что фундаменты построены на твердом грунте без свай.

2) Размеры бетонных массивов включают свой бетона толщиной около 0,305 м под изолирующим материалом.
3) "Ma.colite" B. U. состоит из слоев "Ma.colite" толщиной 6,5 мм и промежуточных слоев пробок, соединенных связующим веществом.

При этом устройстве двигатель и динамо расположены на бетонном фундаменте, изолированном от стенок и основания фундаментной ямы. Это бетонное основание покоится на нескольких полуэллиптических рессорах соответствующей жесткости и крепости, расположенных в наиболее подходящих точках, в зависимости от распределения веса.

Общий вес, покоящийся на рессорах, равен 36 т, т. е. 4 т на одну рессору. Бетонный массив соединяется с каждой рессорой двумя болтами диаметром $1\frac{1}{4}$ ", которые поддерживают при помощи стальных опорных плит выступающие концы двух швеллеров. Эти швеллеры заделаны в бетонном массиве, причем выступающие концы их расположены в нишах стенок фундаментного котлована.



Фиг. 80. Патентованный рессорный изолированный фундамент для четырехцилиндрового двигателя и генератора мощностью в 75 квт.

Концы полуэллиптических рессор опираются на бетонные подушки, возведенные на дне фундаментного котлована; для равномерного распределения давления на бетонные подушки под концами рессор имеются стальные подкладки.

Вертикальное движение фундаментного массива регулируется четырьмя спиральными рессорами, расположенными по две с каждого конца фундаментного массива, которые увеличивают действие механического трения между листами рессор, заглушающее колебания. Спиральные рессоры также прикреплены к выступающим концам заделанных в бетоне

швеллеров. Усилие передается от спиральных рессор через залитые в бетонные подушки анкерные болты.

Боковое движение регулируется четырьмя боковыми спиральными рессорами, помещенными в промежутках между боковыми поверхностями фундаментного массива и стенами фундаментного котлована приблизительно на уровне центра тяжести подвешенной системы. Завинчивание гаек болтов полуэллиптических рессор поднимает фундаментный массив и все, что с ним соединено, и нагружает рессоры. После того как гайки настолько затянуты, что подвешенная масса целиком покинется на рессорах, боковое и вертикальное движение регулируется при помощи затяжки боковых и вертикальных рессор.

При рабочем положении рессорного фундамента между массивом и стенками фундаментного котлована со всех сторон имеется воздушный зазор в 75 мм, который закрывается сверху железными рифлеными листами. Зазор между дном фундаментного котлована и основанием бетонного массива равен 19 мм.

Выхлопная труба также должна иметь гибкое соединение, как и все остальные детали двигателя, имеющие соединение с неподвижными частями, для того, чтобы уменьшить сопротивление свободному движению подвешенной системы. При конструировании антивибрационного фундамента по типу, изображенному на фиг. 80, должно тщательно выбирать размеры составляющих частей, причем необходимо учесть размеры, тип и рабочие условия каждой отдельной установки.

Вынужденные колебания

Когда упругая система подвергается действию периодической возмущающей силы, то возникают вынужденные колебания.

Характеристики вынужденных колебаний могут определяться путем изучения колебаний груза W , прикрепленного к нижнему концу спиральной пружины, верхний конец которой вынужден колебаться с данной частотой и амплитудой.

Пусть a — амплитуда колебаний верхнего конца спиральной пружины;

p — частота колебаний верхнего конца спиральной пружины, выраженная в колебаниях в минуту;

A — амплитуда вынужденных колебаний груза весом W ;

n — частота собственных колебаний пружины в колебаниях в минуту;

d — статическое отклонение пружины под действием веса W в сантиметрах.

Тогда, предположив отсутствие затухания колебаний,

$$n = \frac{300}{\sqrt{d}} \text{ колебаний в минуту;} \quad (I)$$

$$A = \frac{a}{1 - \left(\frac{p}{n}\right)^2}. \quad (II)$$

Из этих уравнений можно сделать следующие выводы:

1. Частота собственных колебаний нагруженной пружины зависит только от упругих свойств системы. Она обратно пропорциональна квадратному корню из статического отклонения, которое в свою очередь прямо пропорционально прилагаемой нагрузке, и обратно пропорциональна жесткости пружины. Отсюда, в любом данном случае увеличение нагрузки увеличивает отклонение пружины и уменьшает частоту собственных колебаний, тогда как при увеличении жесткости пружины уменьшается отклонение и увеличивается частота собственных колебаний.

Ур-ние (I) справедливо не только для простого случая нагруженной спиральной пружины, но также во всех случаях, когда груз опирается на упругую деталь таким образом, что получающееся отклонение пропорционально нагрузке, при условии, что масса поддерживающей детали мала по сравнению с нагрузкой. Во всех таких случаях получаются гармонические колебания и существует только одна частота собственных колебаний. При применении ур-ния (I) для вычисления одной трети веса пружины к весу массива, при подсчете отклонения.

Пример 1. Полуэллиптическая рессора состоит из восьми листов, ширина каждого из которых равна 88,9 мм, а толщина 12,7 мм. Эффективный, т. е. видимый пролет, минус ширина хомута равен 965,2 мм. Рессора сделана из рессорной стали. Требуется найти допускаемую нагрузку рессоры и частоту собственных колебаний системы под этой нагрузкой.

Допускаемая нагрузка и отклонение полуэллиптических рессор могут быть найдены по следующим формулам, при предположении, что модуль упругости равен 1785000 кг/см^2 , а максимальное напряжение равняется 5620 кг/см^2 .

$$W = \frac{0,0371 n \cdot b \cdot t^2}{L} \text{ тонн;} \quad (\text{III})$$

$$d = \frac{0,00079 L^2}{t} \text{ миллиметров,} \quad (\text{IV})$$

где W — допускаемая нагрузка в тоннах;
 d — отклонение под действием W в миллиметрах;
 n — число листов рессоры = 8;
 b — ширина листов = 88,9 мм;
 t — толщина листов = 12,7 мм;
 L — пролет (эффективный) = 965,2 мм.

Отсюда

$$W = \frac{0,0371 \cdot 8 \cdot 88,9 \cdot 12,7^2}{965,2} = 4,42 \text{ т;}$$

$$d = \frac{0,00079 \cdot 965 \cdot 2^2}{12,7} = 57,9 \text{ мм.}$$

Из ур-ния (I):

$$n = \frac{300}{\sqrt{d}} = \frac{300}{\sqrt{5,79}} = 124 \text{ колебания в минуту.}$$

Нагрузка, вычисленная на основании ур-ния (III), является максимальной допустимой нагрузкой, когда нет сильных колебаний. Если рессора подвергается сильным колебаниям, то приложенный груз не должен превышать половины вычисленной величины, т. е. 2,5 т. При такой нагрузке отклонение уменьшается до 33 мм, и частота собственных колебаний увеличивается до 165 колебаний в минуту.

II. Амплитуда собственных колебаний зависит от величины первоначальной возмущающей силы и инерции системы.

III. Частота вынужденных колебаний не зависит от упругих свойств системы, а только от частоты возмущающей силы, которой она равна.

Если отношение $\frac{p}{n} < 1$, то фаза движения подвешенного груза W та же, что и фаза прилагаемого возмущающего колебания усилия. Если отношение $\frac{p}{n} > 1$, то вынужденные колебания на 180° отличаются по фазе от вынуждающего колебания усилия.

IV. Амплитуда вынужденных колебаний зависит от отношения $\frac{p}{n}$, как указано в ур-нии (II).

Пример 2. Периодическая возмущающая сила с амплитудой a и частотой p прилагается к системе, опирающейся на рессору, имеющую характеристику, вычисленную в примере 1. Требуется найти отношение $\frac{A}{a}$ (где A — амплитуда вынужденных колебаний), если частота возмущающей силы имеет каждую из следующих величин: 33; 165 и 825 колебаний в минуту.

В примере 1 было найдено, что частота собственных колебаний пружины, при предположении величины нагрузки, равной 2,5 т, равна 165 колебаниям в минуту.

Отсюда из ур-ния (II), когда $p = 33$:

$$\frac{A}{a} = \frac{1}{1 - \left(\frac{p}{n}\right)^2} = \frac{1}{1 - \left(\frac{33}{165}\right)^2} = 1,004.$$

Подобным же образом, при условии, что $p = 165$, A становится равным бесконечности; когда $p = 825$, то

$$\frac{A}{a} = \frac{1}{24}.$$

Эти результаты рассматриваются в следующих параграфах.

V. Низкая частота возмущающей силы, прилагаемой к упругой системе, имеющей очень высокую частоту собственных колебаний, вызывает вынужденные колебания, имеющие ту же самую частоту и практически ту же самую амплитуду, как и точка приложения возмущающей силы.

VI. Когда частота периодической возмущающей силы равна частоте собственных колебаний системы, амплитуда вынужденных колебаний

теоретически равна бесконечности, так как возмущающая сила всегда действует в направлении движения и никогда не действует против него, увеличивая таким образом с каждым колебанием общую энергию системы.

На практике всегда имеется достаточное затухание для предотвращения такого огромного увеличения амплитуды вынужденных колебаний, так как влияние трения быстро увеличивается при возрастании амплитуды. Однако если поддерживаются условия резонанса, то даже незначительная периодическая возмущающая сила способна вызвать вынужденные колебания с опасной величиной амплитуды. Это возможно даже, если частота возмущающих сил не вполне совпадает с частотой собственных колебаний системы, так как может быть большое число следующих друг за другом воздействий силы в направлении движения, прежде чем наступит действие силы в противоположном направлении.

Следует также отметить, что любая периодическая возмущающая сила, которая может быть разложена на гармонические составляющие, способна вызвать вынужденные колебания опасной амплитуды, если частота одной из гармонических составляющих совпадает с частотой собственных колебаний системы. В поршневых двигателях, например, где могут иметь место неуравновешенные силы инерции и моменты второго, четвертого и высших порядков, имеющих частоту в два, четыре и т. д. раз большую, чем частота неуравновешенных сил и моментов первого порядка, могут возникнуть неполадки благодаря резонансу, если случится, что частота собственных колебаний какой-либо части системы совпадает с частотой любой из этих гармонических составляющих.

Однако обычно возмущающая сила первого порядка вызывает наиболее серьезные колебания.

VII. Периодическая возмущающая сила большой частоты оказывает незначительное или же не оказывает почти никакого влияния на упругую систему, имеющую низкую частоту собственных колебаний.

Поэтому лучше увеличивать нагрузку системы так, чтобы уменьшить частоту собственных колебаний, чем увеличивать жесткость рессор, увеличивая тем частоту собственных колебаний.

Так же следует отметить, что увеличение жесткости поддерживающих рессор увеличивает способность устройства передавать колебания окружающим предметам и земле.

VIII. Вышеизложенным не учитывается затухание. Затухание может возникать благодаря постепенной передаче энергии колебаний окружающей среде или благодаря влиянию трения. Если затухание не чрезмерно, оно не может сказаться существенно на частоте.

В упругих рессорных фундаментах употребляются специальные приспособления для демпфирования колебаний, чтобы дать возможность регулирования амплитуды и в небольших пределах также частоты колебаний.

При расположении, изображенном на фиг. 80, очень важно избежать частоты собственных колебаний системы, совпадающей с частотой возмущающих периодических сил при работе двигателя с нормальным числом оборотов.

В п. VII указано, что наиболее эффективным методом устранения резонанса и уменьшения до минимума возможности передачи колеба-

ний опорам является значительное уменьшение частоты собственных колебаний системы по сравнению с частотой возмущающих сил.

Из ур-ния (II), например, при предположении отсутствия затухания, если частота собственных колебаний равна половине частоты возмущающих сил, т. е. если $\frac{p}{n} = 2$, амплитуда вынужденных колебаний равна одной трети амплитуды точки приложения возмущающей силы. Если отношение $\frac{p}{n} = 3$, то отношение $\frac{A}{a}$ будет равно только $\frac{1}{8}$ и т. д.

Если соответственно зависимость отношений $\frac{p}{n}$ и $\frac{A}{a}$ изобразить на диаграмме, то можно установить, что отношение $\frac{A}{a}$ уменьшается очень быстро для значений отношения $\frac{p}{n}$ в пределах от 1 до 2. Оно уменьшается менее быстро при величинах $\frac{p}{n}$ в пределах от 2 до 4 и сравнительно медленно при значениях отношения более 4. Вследствие этого в практике величина отношения $\frac{p}{n}$ должна быть в пределах от 2 до 4. В этих пределах амплитуды вынужденных колебаний очень малы, особенно если принять во внимание влияние затухания.

В вертикальных поршневых двигателях, работающих при числе оборотов в пределах 250—450 об/мин, в вертикальной плоскости благодаря силам инерции движущихся частей могут возникнуть периодические возмущающие силы, имеющие частоты от 250 до 450 колебаний в минуту для сил инерции и моментов первого порядка и от 500 до 900 колебаний в минуту для сил инерции и моментов второго порядка. Частота собственных колебаний системы не должна поэтому превышать 120 колебаний в минуту для двигателей, работающих при 250 об/мин, и 220 колебаний в минуту для двигателей, работающих при 450 об/мин, обеспечивая таким образом отношение, равное 2 для возмущающих сил первого порядка, и равное 4 для возмущающих сил второго порядка. Это дает величины отношения $\frac{A}{a}$, равные соответственно $\frac{1}{3}$ и $\frac{1}{15}$.

Из ур-ния (I) можно видеть, что статическое отклонение нагруженной пружины, имеющей вышеприведенную частоту собственных колебаний, равно соответственно 63,5 и 19 мм. Размеры бетонного массива, который поддерживает двигатель и динамо, также требуют тщательного рассмотрения. Массив должен обладать достаточной жесткостью, чтобы обеспечить твердую опору для двигателя и динамо, а расположение точек подвеса должно быть выбрано с таким расчетом, чтобы избежать заметной деформации при нагрузке и возникновения благодаря этому колебаний.

Вес бетонного массива также оказывает значительное благоприятное

влияние на свойства всей системы упругого фундамента, особенно если двигатели обладают большими неуравновешенными силами инерции.

В установке, изображенной на фиг. 80, где общий вес двигателя, динамо и фундамента равен приблизительно 36 т, при предположении, что статическое отклонение при этой нагрузке равно 63,5 мм, что соответствует частоте собственных недемпфированных колебаний 119 в минуту, нагрузка на один сантиметр отклонения выразится в 5,7 т.

Если устранить бетонный массив, нагрузка на рессоры уменьшается до величины веса только двигателя и динамо, а именно: приблизительно до 10 т, что соответствует только 1,6 т на 1 см отклонения при предположении, что полное отклонение и частота собственных колебаний остаются неизменными.

Поэтому очевидно, что наличие бетонного массива позволяет применять более жесткие рессоры для достижения данной частоты собственных колебаний, значительно уменьшая таким образом амплитуды первоначальных колебаний, возникающих благодаря неуравновешенным силам инерции и моментам.

Бетонный массив также понижает центр тяжести системы и приближает его к точкам подвеса, заметно облегчая таким образом задачу регулирования боковых колебаний.

Желательно также устранить боковые колебания, возникающие благодаря неуравновешенным силам инерции, путем уравнивания вращающихся масс, что, кроме того, пропорционально уменьшит величины неуравновешенных вертикальных сил инерции и моментов первого порядка.

Другими причинами возникновения боковых колебаний служат собственные крутильные колебания системы на упругих опорах и влияние неуравновешенных реакций крутящего момента. Однако последнее не должно влиять, если опорный бетонный массив сконструирован правильно.

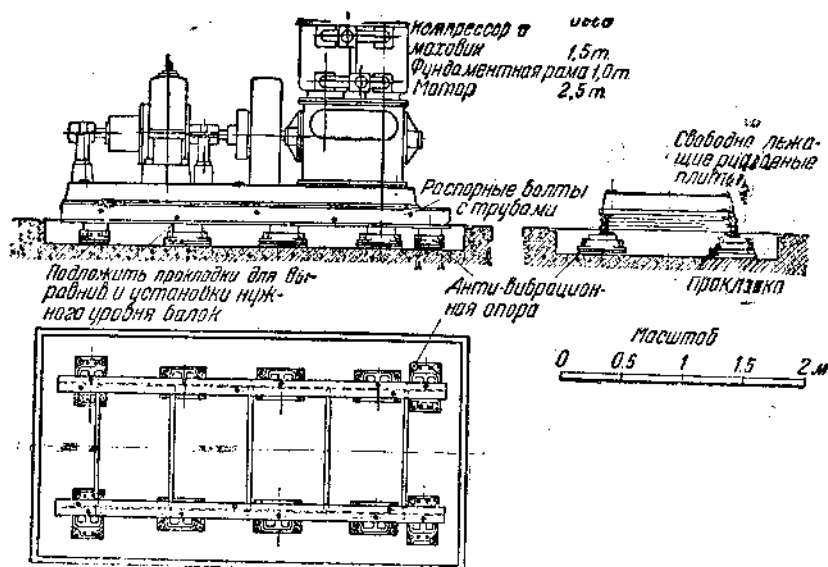
Антивибраторы

На фиг. 81 изображен другой тип упругого фундамента. При этом устройстве двигатель опирается на некоторое количество антивибраторов. Они состоят из чугунных ящиков, содержащих пружины и эластичные материалы. Ящик состоит из двух частей, соединенных между собой таким образом, чтобы позволить некоторую свободу движения в горизонтальном и вертикальном направлениях. Упругие свойства системы определяются характеристиками пружин в антивибраторах, тогда как движение этих пружин демпфируется наличием механического трения и внутренним трением упругого материала. Регулировка осуществляется так, чтобы получить полностью желаемые изменения колебаний.

Антивибраторы находятся на таком расстоянии друг от друга, при котором плита двигателя или бетонные опорные подушки не нагружаются чрезмерно изгибающими напряжениями, а также в зависимости от веса установленных на антивибраторах двигателя и динамо.

На фиг. 81 двигатель опирается на две двутавровые балки размером $177,8 \times 127,0$ мм, скрепленные стяжными болтами с распорными трубками для уменьшения прогибов в плите двигателя под влиянием на-
грузки.

На фиг. 81 изображен приводимый в движение мотором воздушный компрессор, весящий около 5 т и опирающийся на десять антивибраторов. Это особое устройство было сконструировано для установки в отеле, где особенно остро стоит проблема отсутствия колебаний. В этом примере мотор расположен над туннелем, и любой шум, передаваемый в туннель, передавался бы также и в отель. Устройство анти-вибраторов успешно уничтожило как шум, так и колебания.



Фиг. 81. Изоляция фундамента воздушного компрессора, приводимого в движение мотором.

Когда двигатель впервые пускается в работу, антивибраторы устанавливаются так, чтобы отрегулировать и уменьшить до минимума любую тенденцию к вибрации. Раз установленные антивибраторы не требуют впоследствии внимания к себе, если не возникает каких-либо ненормальных условий работы.

Установки с антивибраторами употребляются в тех случаях, когда неудобно употреблять другой вид фундаментов, изображенный на фиг. 80, т. е. там, где мало места, или на верхних этажах зданий. Они особенно пригодны для изоляции ротативных двигателей, таких, как электрические моторы или паровые турбины, и представляют наиболее удобный способ переделки существующей установки.

Судовые установки. В судовых установках конструкция опорной рамы имеет существенное значение. Неправильная работа и чрезмерные колебания во многих случаях связаны с неправильным устройством опор двигателя.

Нагрузка на опоры судового двигателя часто весьма значительна, особенно при бурной погоде, когда нагрузка подвергается большим колебаниям.

Наилучшее устройство может быть получено только при одновремен-

ном конструировании опорной рамы и фундаментной плиты. Фундаментная плита должна быть сделана из стандартных коробчатых балок-судового типа. Она должна быть сконструирована так, чтобы иметь максимальную жесткость, и должна состоять из крепких продольных коробчатых балок, площадь поперечного сечения которых достаточна для восприятия нагрузок от неуравновешенных сил инерции двигателя без заметных деформаций для предотвращения передачи опорам двигателя колебаний. Это особенно важно в тех случаях, когда двигатель уравновешен в целом, т. е. когда равновесие двигателя зависит от жесткости рамы между соседними цилиндрами. Хорошо сконструированная фундаментная рама двигателя такова, что дает возможность спокойной работы двигателю на заводском станде без помощи внешних опор.

Фундаментные рамы с плоским дном несомненно лучше, чем неглубокие рамы с маслоотстойником, расположенным ниже уровня опорных балок, так как они имеют большее поперечное сечение и могут лучше воспринимать изгибающие усилия. Они также дают возможность сконструировать более тяжелые опоры двигателя.

Особое внимание должно быть уделено методу укрепления стоек картера на фундаментной раме. Для того чтобы получить идеальную конструкцию, необходимо достигнуть максимальной жесткости при соединении фундаментной рамы, так, чтобы рамы и стойки образовали как бы одну высокую балку.

Стойки должны быть основательно связаны и, если это возможно, отлиты парами, чтобы достигнуть достаточной поперечной жесткости и избежать колебаний, возникающих благодаря реакции крутящего момента.

Поперечные колебания, возникающие благодаря неуравновешенной реакции крутящего момента, являются одной из наиболее распространенных причин колебаний в судовых установках. При связанных накрест стойках следует применять по меньшей мере одну диагональную связь, проходящую от основания одной до вершины другой стойки. Это создает жесткий треугольник и значительно способствует поперечной жесткости.

Желательнее чтобы фундаментная плита была укреплена на опорах большим количеством болтов небольшого диаметра, нежели небольшим количеством болтов большого диаметра. Диаметр болтов даже в самых больших установках редко превышает $1\frac{1}{2}$ ". Болты должны быть расположены в четыре ряда: два ряда на наружных полках балок и два ряда на внутренних полках продольных балок. Желательно также употребление некоторого количества болтов вдоль оси двигателя под коренными подшипниками, чтобы уменьшить возможность прогиба под нагрузкой поперечных балок рамы. Конструкция опоры двигателя должна быть укрепена ребрами под каждым рядом фундаментных болтов, а расположение болтов должно совпадать с расположением креплений из углового железа, образующих связи двойного дна корпуса судна под главным двигателем.

Перекрытие под рамой главного двигателя должно быть укреплено двойными уголками, через которые должны проходить болты основания двигателя. Болты должны быть ввинчены в уголки и перекрытие и закреплены при помощи гаек, накрунутых на болты снизу.

Все уголки под рамой главного двигателя должны быть хорошо пригнаны, и особое внимание должно быть уделено клепке.

Верхнее перекрытие опоры под рамой главного двигателя должно быть по крайней мере на 50% толще вертикальных частей опоры.

Хорошо сконструированная опора двигателя должна иметь достаточную жесткость, чтобы воспринимать прилагаемые к ней усилия в бурную погоду без заметных деформаций. Это предотвратит возможность передачи усилий к фундаментной раме двигателя. Благодаря весу, который концентрируется на опорах двигателя нефтяных установок, желательно увеличить высоту двойного дна под главным двигателем или сконструировать дополнительное основание над двойным дном под главным двигателем. Дополнительная высота двойного дна зависит от размеров и типа двигателя и обычно равна 300 мм. Изменение размеров для придания добавочной жесткости должно постепенно уменьшаться у концов двигателя. Резкое изменение сечений образует как бы шарнирную ось, что может вызвать расстройства при действии усилий на корпус судна. Нагревание подшипников является обычным результатом такой конструкции; наблюдались при этом также поломки главного вала вследствие изгиба корпуса судна в слабом месте.

Антивибрационные опоры судовых двигателей

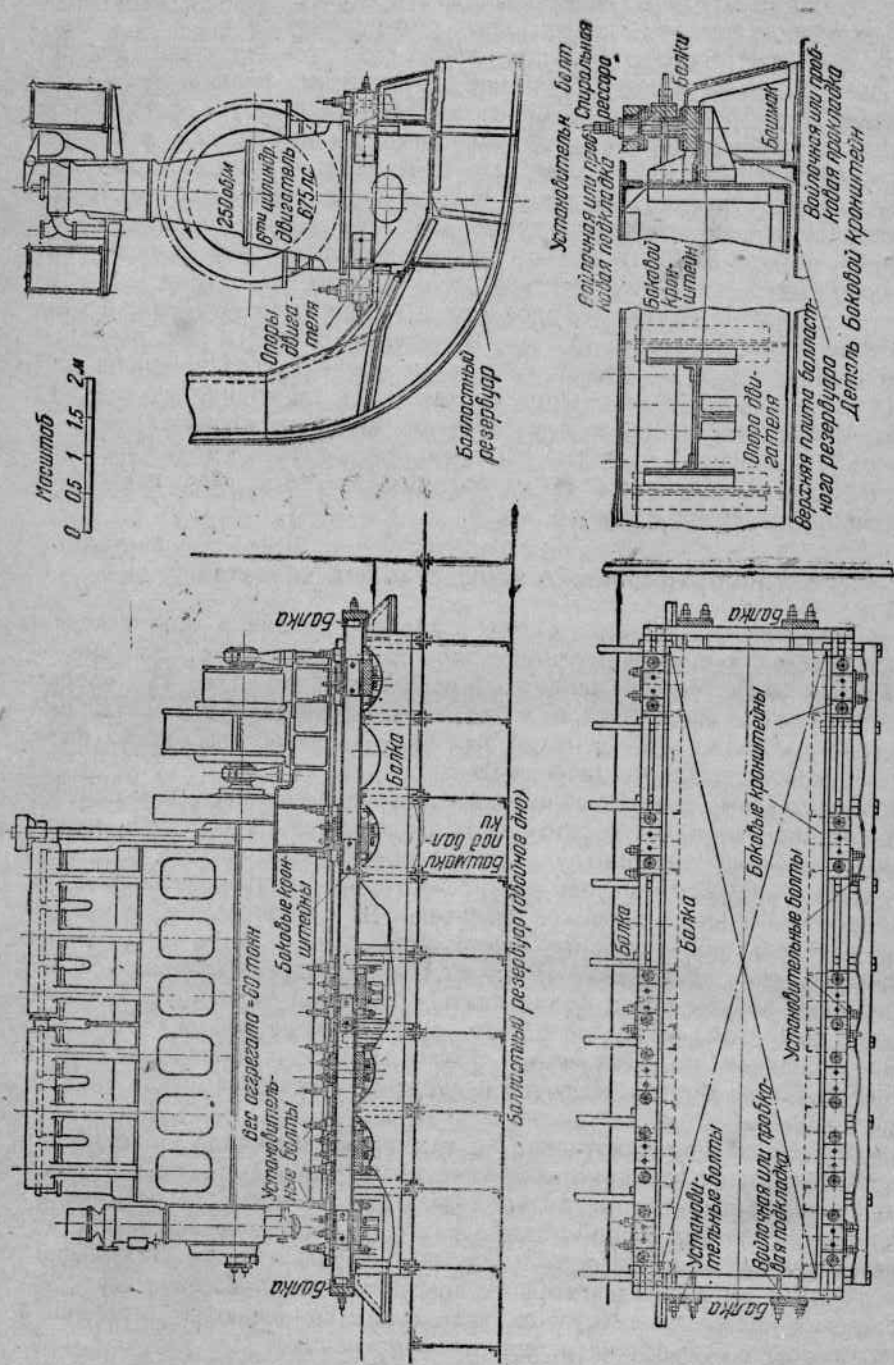
Расположение независимых судовых обслуживающих и вспомогательных двигателей в машинном помещении также оказывает влияние на колебания двигателей. Особое внимание следует уделять опорам вспомогательных двигателей и в тех случаях, когда вспомогательные двигатели могут находиться на нижней палубе; последняя должна быть хорошо укреплена для увеличения жесткости.

Вспомогательные двигатели, имеющие неуравновешенные силы первого и второго порядков, не должны быть расположены в середине между узлами колебаний корпуса (пучность), особенно если частота собственных колебаний корпуса совпадает с частотой неуравновешенных сил при нормальном числе оборотов двигателя. Вспомогательные двигатели малых размеров или воздушные компрессоры должны быть установлены на изоляционных материалах. Рейки из тикового дерева толщиной 50 мм или толстый войлок могут употребляться для этой цели. Слой толстого войлока толщиной от 6,5 до 25 мм с шайбами из войлока от 6,5 до 25 мм толщиной под головками болтов и гаек и войлочные втулки в отверстиях для болтов являются прекрасными средствами для уничтожения колебаний.

Твердое деревянное уплотнение не так эффективно для уничтожения колебаний и имеет отрицательное качество — разбухание под действием воды, причем фундаментные болты подвергаются опасности разрыва.

Для более тяжелых вспомогательных устройств, как, например, для приведения в действие электрических генераторов, а также для больших, приводимых в движение двигателями, воздушных компрессоров для предотвращения колебаний в судовых установках применяются специально сконструированные упругие рессорные фундаменты.

На фиг. 82 изображено устройство патентованного упругого фундамента, сконструированного фирмой Кристи и Грей (W. Christie and



Фиг. 82. Патентованный рессорный изолированный фундамент для дизель-генераторной установки мощностью 450 кв.

(Grey, Ltd, London) для вспомогательного шестичилиндрового двигателя мощностью в 675 л. с., приводящего в движение генератор постоянного тока мощностью 450 квт. Принципы, положенные в основу этой конструкции, подобны ранее описанным в связи с устройством, изображенным на фиг. 80, но приспособлены в деталях к более тяжелым условиям работы судовой установки.

Двигатель и динамо покоятся на общей надежной фундаментной раме, причем общий вес установки равен приблизительно 60 т. Рама прикреплена, как обычно, к жесткой стальной коробчатой опоре, которая совершенно независима от корпуса судна.

Стальные кронштейны прикреплены на некотором расстоянии друг от друга по обеим сторонам к опоре параллельно оси двигателя так, что выступают непосредственно под балками, укрепленными на конструкциях, склепанных с корпусом судна.

Опора поддерживается на нескольких спиральных рессорах, которые опираются сверху на упомянутые балки при помощи болтов, проходящих через балки, и укреплены в кронштейнах.

Пробковые или войлочные прокладки укладываются между нижними сторонами опорных балок и верхней стороной каждого кронштейна. Прокладки также имеются наверху балок непосредственно над каждым кронштейном. Два дополнительных болта от каждого кронштейна проходят через войлочные прокладки.

Затягивая гайки на главных подвесных болтах, поднимают опору над перекрытием двойного дна; вес установки принимают на себя рессоры. Гайки крепятся до тех пор, пока нижняя войлочная прокладка не будет слегка зажата.

Следующими укрепляются гайки на болтах между каждой парой рессор до тех пор, пока верхние прокладки не будут слегка зажаты, и тогда установка является вполне отрегулированной в вертикальном направлении. Вокруг опоры имеются прокладки и болты, регулирующие горизонтальные движения, возникающие как благодаря самому двигателю, так и качке судна.

Чтобы уничтожить горизонтальное движение, возникающее благодаря жирокопическому действию маховика во время качки судна, необходимо установить двигатель таким образом, чтобы его продольная ось была расположена в направлении от носа к корме.

Наконец, следует отметить, что устройство, изображенное на фиг. 82, имеет целью предотвращение передачи колебаний как от двигателя к корпусу судна, так и от корпуса судна к двигателю путем придания системе такой упругости, при которой ее частота собственных колебаний значительно ниже частоты любых возмущающих сил. Кроме того, для достижения полной регулировки горизонтальных и вертикальных движений применено демпфирующее приспособление.

Уже указывалось, что таким способом достигаются значительно лучшие результаты, чем при помощи придания жесткости основанию, чтобы добиться частоты собственных колебаний значительно выше частоты возмущающих сил. Дополнительная жесткость может устранить местные неполадки, но облегчает передачу колебаний окружающим предметам.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ТРИГОНОМЕТРИЧЕСКИЕ ФОРМУЛЫ

Нижеследующие значения тригонометрических функций и формулы полезны при вычислениях, касающихся уравнивания двигателей

Таблица 38

Величины тригонометрических функций для различных углов

Угол в градусах	sin	cos	tg	Угол в градусах
0	0	1	0	360
30	$\frac{1}{2}$	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	$\frac{1}{\sqrt{3}}$	390
45	$\frac{1}{\sqrt{2}}$	$\frac{1}{\sqrt{2}}$	1	405
60	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\sqrt{3}$	420
90	1	0	∞	450
120	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	$-\frac{1}{2}$	$-\frac{1}{\sqrt{3}}$	480
135	$\frac{1}{\sqrt{2}}$	$-\frac{1}{\sqrt{2}}$	-1	495
150	$\frac{1}{2}$	$-\frac{\sqrt{3}}{2}$	$-\frac{1}{\sqrt{3}}$	510
180	0	-1	0	540
210	$-\frac{1}{2}$	$-\frac{\sqrt{3}}{2}$	$\frac{1}{\sqrt{3}}$	570
225	$-\frac{1}{\sqrt{2}}$	$-\frac{1}{\sqrt{2}}$	1	585
240	$-\frac{\sqrt{3}}{2}$	$-\frac{1}{2}$	$\sqrt{3}$	600
270	-1	0	∞	630
300	$-\frac{\sqrt{3}}{2}$	$\frac{1}{2}$	$-\frac{1}{\sqrt{3}}$	660
315	$-\frac{1}{\sqrt{2}}$	$\frac{1}{\sqrt{2}}$	-1	675
330	$-\frac{1}{2}$	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	$-\frac{1}{\sqrt{3}}$	690
360	0	1	0	720

$$\sqrt{2} = 1,41421; \sqrt{3} = 1,73205.$$

Тригонометрические формулы

$$\sin(A+B) = \sin A \cdot \cos B + \cos A \cdot \sin B$$

$$\cos(A+B) = \cos A \cdot \cos B - \sin A \cdot \sin B$$

$$\cos(A+30^\circ) = \sin(A+120^\circ) = \frac{1}{2}(\sqrt{3} \cos A - \sin A)$$

$$\cos(A+45^\circ) = \sin(A+135^\circ) = \frac{1}{\sqrt{2}}(\cos A - \sin A)$$

$$\cos(A+60^\circ) = \sin(A+150^\circ) = \frac{1}{2}(\cos A - \sqrt{3} \sin A)$$

$$\cos(A+90^\circ) = \sin(A+180^\circ) = -\sin A$$

$$\cos(A+120^\circ) = \sin(A+210^\circ) = \frac{1}{2}(\cos A + \sqrt{3} \sin A)$$

$$\cos(A+135^\circ) = \sin(A+225^\circ) = -\frac{1}{\sqrt{2}}(\cos A - \sin A)$$

$$\cos(A+150^\circ) = \sin(A+240^\circ) = -\frac{1}{2}(\sqrt{3} \cos A + \sin A)$$

$$\cos(A+180^\circ) = \sin(A+270^\circ) = -\cos A$$

$$\cos(A+210^\circ) = \sin(A+300^\circ) = -\frac{1}{2}(\sqrt{3} \cos A - \sin A)$$

$$\cos(A+225^\circ) = \sin(A+315^\circ) = -\frac{1}{\sqrt{2}}(\cos A + \sin A)$$

$$\cos(A+240^\circ) = \sin(A+330^\circ) = \frac{1}{2}(\cos A - \sqrt{3} \sin A)$$

$$\cos(A+270^\circ) = \sin(A+360^\circ) = \sin A$$

$$\cos(A+300^\circ) = \sin(A+30^\circ) = \frac{1}{2}(\cos A + \sqrt{3} \sin A)$$

$$\cos(A+315^\circ) = \sin(A+45^\circ) = \frac{1}{\sqrt{2}}(\cos A + \sin A)$$

$$\cos(A+330^\circ) = \sin(A+60^\circ) = \frac{1}{2}(\sqrt{3} \cos A + \sin A)$$

$$\cos(A+360^\circ) = \sin(A+90^\circ) = \cos A$$

$$\cos 2(A+30^\circ) = \cos 2(A+210^\circ) = \frac{1}{2}(\cos 2A - \sqrt{3} \sin 2A)$$

$$\cos 2(A+45^\circ) = \cos 2(A+225^\circ) = -\sin 2A$$

$$\cos 2(A+60^\circ) = \cos 2(A+240^\circ) = \frac{1}{2}(\cos 2A + \sqrt{3} \sin 2A)$$

$$\cos 2(A+90^\circ) = \cos 2(A+270^\circ) = -\cos 2A$$

$$\cos 2(A+120^\circ) = \cos 2(A+300^\circ) = \frac{1}{2}(\cos 2A - \sqrt{3} \sin 2A)$$

$$\cos 2(A+135^\circ) = \cos 2(A+315^\circ) = \sin 2A$$

$$\cos 2(A+150^\circ) = \cos 2(A+330^\circ) = \frac{1}{2}(\cos 2A + \sqrt{3} \sin 2A)$$

$$\cos 2(A+180^\circ) = \cos 2(A+360^\circ) = \cos 2A$$

Таблица 40

Формулы дифференцирования

$$U = \sin A; \quad \frac{dU}{dA} = \cos A;$$

$$U = \cos A; \quad \frac{dU}{dA} = -\sin A;$$

$$U = \sin 2A; \quad \frac{dU}{dA} = 2 \cos 2A;$$

$$U = \cos 2A; \quad \frac{dU}{dA} = -2 \sin 2A.$$

-399937-

Цена 4 р. 25 к. Пер. 60 к.

ЭТ-45-5-3 (2)

Депозитарий

RLST



0000000549011