



ВЫПУСК XXXI

Проф. В. М. ТАРЕЕВ,
инж. А. В. ВАШАНИДЗЕ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ
ПРОДУВКИ И ВПРЫСКИВАНИЯ
ТОПЛИВА В ДВИГАТЕЛЯХ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ — 1938

1
ТРУДЫ

МОСКОВСКОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО
ИНСТИТУТА ИНЖЕНЕРОВ ТРАНСПОРТА
И М Е Н И Ф. Э. Д З Е Р Ж И Н С К О Г О

Д Е П

662

719

авт. 303

ВЫПУСК XXXI

Проф. В. М. ТАРЕЕВ,
Асп. А. В. ВАШАКИДЗЕ

1987

1/295737
ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ
ПРОДУВКИ И ВПРЫСКИВАНИЯ
ТОПЛИВА В ДВИГАТЕЛЯХ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА



ГОСУДАРСТВЕННОЕ
ТРАНСПОРТНОЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ 1938

Настоящий труд содержит две исследовательских работы:
1-я работа освещает вопросы о наиболее выгодных размерах распределительных органов продувки и выхлопа в двухтактных двигателях (для основных типов продувки).

2-я работа посвящена исследованию процесса впрыскивания в бескомпрессорных дизелях.

Выпуск рассчитан на научных работников-теплоэнергетиков, инженеров-дизелистов и студентов вузов.

Цена 8 р. 40 к.

Переплет 60 к.

Редактор инж. О. Л. Мареевич
Техн. редактор Г. П. Раппер

Сдана в набор 21/X 1937 г.
Подписана к печати 8/V 1938 г.
Размер бум. 72x105 $\frac{1}{16}$ д. л. Тираж 1180 экз.
21 $\frac{1}{2}$ в. л. зн. в п. л. 69856
ЖДНЗ 18015 Заказ 18756
Уполномоч. Главлита Б-45677

1-я тип. Трансжелдориздата НКПС,
Москва, Б. Переславская, 46.

15. 6 2. 2007

СОДЕРЖАНИЕ

Проф. ТАРЕЕВ В. М.

Вспомогательные процессы двухтактных двигателей внутреннего сгорания

Стр.

Предисловие	4
Глава I. Выбор показателей истечения в расчете продувки и выхлопа	5
» II. Кинематика продувочных и выхлопных окон	30
» III. Расчет продувочных окон	58
» IV. Процесс заполнения цилиндра воздухом	68
» V. Расчет выхлопных окон	96
» VI. Исследование поперечной продувки	123
» VII. Исследование петлевой продувки	147
» VIII. Двигатели с щелевой регулируемой продувкой	168
» IX. Кривошипно-камерные двигатели	183
» X. Двигатели с обращенной прямоточной продувкой	221
» XI. Двигатели типа Юнкера	243
» XII. Общий метод приведения двухпоршневого цилиндра к однопоршневому	269

Асп. ВАШАКИДЗЕ А. В.

Исследование процесса впрыскивания в бескомпрессорных двигателях

Введение	291
Глава I. Теоретическое исследование процесса впрыскивания топлива в цилиндр двигателя	292
» II. Опытные исследования	312

Проф. ТАРЕЕВ В. М.

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основная задача, поставленная автором в этом исследовании, заключается в отыскании характеристических коэффициентов для продувки и выхлопа в главнейших системах двухтактных двигателей. Числовые значения этих коэффициентов обоснованы здесь анализом размеров распределительных устройств образцово выполненных и испытанных двигателей. Для облегчения этой задачи предварительно расчетные уравнения были приведены к простейшей форме, используя разнообразные математические преобразования, касающиеся как термодинамической, так и кинематической сторон процессов продувки и выхлопа, причем вспомогательные таблицы вычислялись для надежности с высокой степенью точности, превышающей обычные расчетные требования. Таким путем была получена легкая возможность произвести нахождение искомых характеристических коэффициентов для большого числа выполненных двигателей, откуда были получены относительно надежные средние величины. Упомянутые расчетные формулы выведены были первоначально для простейшего случая продувки и выхлопа с последующим распространением и на прочие системы двухтактных двигателей.

Практическое значение этой работы следующее:

1. Пользуясь разработанным здесь методом и приведенными примерами, иллюстрирующими применение его к отдельным частным случаям, можно легко произвести анализ размеров продувочных устройств любого выполненного и испытанного двигателя с целью получения для него соответствующих характеристических коэффициентов.

2. Выбрав подходящие значения характеристических коэффициентов по приведенным в этой работе данным или непосредственно вычислив их по результатам испытания двигателя намеченного типа, мы можем просто подсчитать основные размеры продувочных и выхлопных элементов при проектировании нового двигателя того же типа.

3. Используя данные здесь формулы и значения характеристических коэффициентов, мы можем подойти к разрешению задачи об отыскании наивыгоднейших условий работы (выбор такого давления продувочного воздуха и соответственно таких размеров окон, при которых получается наивысшее значение среднего эффективного давления), примеры чего приведены в данном исследовании (для поперечной, петлевой и прямоточной продувок).

4. Далее мы можем подойти к нормализации размеров распределительных устройств для главнейших типов двухтактных двигателей.

5. Затем легко проверить правильность выполненных размеров продувочных и выхлопных окон в условиях эксплуатации.

6. Можно произвести сопоставление между собой любых типов двигателей для выбора наиболее подходящего к заданным условиям.

7. Легко можно исследовать протекание процессов продувки и выхлопа при переменном режиме (нагрузка, число оборотов), что имеет особенно большое значение для транспортных двигателей, в частности быстроходных.

ВЫБОР ПОКАЗАТЕЛЕЙ ИСТЕЧЕНИЯ В РАСЧЕТЕ ПРОДУВКИ И ВЫХЛОПА

§ 1. Истечение с трением без теплообмена

Весьма разнообразны значения показателей политроп расширения, принимаемые различными авторами в расчетах продувки и выхлопа. Так, например, в расчете выхлопа Брилинг и Орлин принимают показатель политропы расширения при истечении равным 1,3, Магг принимает его равным 1,345, Рингвальд принимает его равным 1,4 и т. д. При этом одни авторы при выборе этой величины рассматривают процесс истечения как идеальный адиабатический, другие руководятся удобством интегрирования, но никто, как правило, не учитывает влияния на этот показатель таких факторов, как теплообмен и трение при истечении, хотя первые шаги в этом направлении в области технической термодинамики были сделаны весьма давно (упомянем Вейсбаха и Грасгофа). Между тем в тесной связи с выбором того или иного значения показателя политропы расширения при истечении находится и выбор значения коэффициента расхода, равно как и его составляющих (коэффициент сужения, коэффициент трения, коэффициент изменения объема сравнительно с процессом без трения и пр.), на что обычно не обращается должного внимания.

Для продувочных окон отклоняющим от идеального истечения фактором является трение (при практически полном отсутствии как теплообмена, так и сужения струи), для выхлопных же окон таким фактором в первую очередь является сужение струи (при наличии некоторого теплообмена и незначительного трения), так что в общем случае все три перечисленных фактора имеют здесь место.

Рассмотрим сначала более подробно лишь влияние трения при истечении, исходя в своих рассуждениях из общеизвестных формул для идеального истечения без трения, теплообмена и сужения струи. Формулы для идеального истечения будем писать в таком виде:

$$c_t = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT_t \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)}; \quad (1)$$

секундный расход

$$G_t = f \frac{10^4 p_t}{\sqrt{RT_t}} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \beta^{2/k} \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)}; \quad (2)$$

критическое отношение давлений

$$\beta_{кр.t} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad (3)$$

критическая скорость

$$c_{кр.t} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} RT_t} \quad (4)$$

или

$$c_{кр.t} = A_{кр.t} \sqrt{RT_t}, \quad (5)$$

где

$$A_{кр.t} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1}}; \quad (6)$$

Секундный расход по сечению с критической скоростью

$$G_t = f_{кр} \frac{10^4 p_t}{\sqrt{RT_t}} \sqrt{gk \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (7)$$

или

$$G_i = f_{\kappa} M_{кр,t} \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}}, \quad (8)$$

где

$$M_{кр,t} = \sqrt{gk \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}. \quad (9)$$

Здесь через p_i и T_i К обозначены параметры для состояния газа внутри сосуда, из которого происходит истечение, через β обозначено отношение наружного давления к внутреннему, через R — газовая постоянная, через k — показатель адиабаты.

Обозначая через φ коэффициент скорости, для истечения с трением формула скорости может быть написана так:

$$c = \varphi c_i = \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT_i \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)}. \quad (10)$$

Если в идеальном случае располагаемая работа изображается площадью $L_i = [p_i v_i]$ (фиг. 1), то при наличии трения использованная работа $L = [p_n v_n]$, а потеря работы $L_s = L_i - L = [p_i v_i - p_n v_n]$.

Введя коэффициент потери энергии

$$\xi = \frac{L_s}{L_i}$$

и помня, что скорость пропорциональна использованной работе, мы можем написать, что

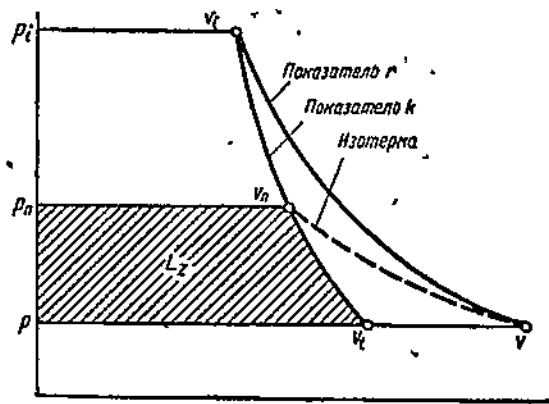
$$c = c_i \sqrt{1 - \xi}, \quad (11)$$

а следовательно, из (10) и (11)

$$\varphi = \sqrt{1 - \xi} \quad (12)$$

или

$$\xi = 1 - \varphi^2. \quad (12')$$



Фиг. 1.

Действительный расход G меньше идеального расхода G_i при той же площади и при том же перепаде давлений, во-первых, за счет уменьшения скорости и, во-вторых, за счет увеличения удельного объема действительного процесса по сравнению с идеальным:

$$G = \frac{\varphi}{v : v_i} G_i \quad (13)$$

где v — действительный удельный объем в конце расширения с трением, а v_i — идеальный конечный объем.

Не представляет труда найти зависимость $\frac{v}{v_i}$ от φ или ξ . В самом деле, работы L_i и L пропорциональны соответствующим теплопадам (разностям теплосодержаний в начале и в конце каждого процесса), а поэтому при постоянных теплоемкостях

$$\xi = \frac{L_s}{L_i} = \frac{c_p(T_n - T_i)}{c_p(T_i - T_i)} = \frac{\frac{T_n}{T_i} - 1}{\frac{T_i}{T_i} - 1} = \frac{\left(\frac{p_n}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\frac{p_i}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}. \quad (14)$$

Но точки v и v_n лежат на одной изотерме (равенство теплосодержаний), поэтому

$$pv = p_n v_n$$

или

$$v = v_n \frac{p_n}{p}$$

А так как

$$v_n = v_i \left(\frac{p}{p_n} \right)^{1/k},$$

то

$$v = v_i \left(\frac{p}{p_n} \right)^{1/k} \left(\frac{p_n}{p} \right) = v_i \left(\frac{p_n}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

откуда

$$\frac{v}{v_i} = \left(\frac{p_n}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (15)$$

Из ф-л (15) и (14) находим

$$\frac{v}{v_i} = 1 + \xi \left[\left(\frac{p_i}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = 1 + \xi \left[\left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (16)$$

Поэтому из (13) и (16) имеем

$$G = \frac{\varphi}{1 + \xi \left[\left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} G_i.$$

Введя для сокращения коэффициент расхода μ и используя ф-лу (2), напишем полученный результат в таком виде:

$$G = \mu G_i = \mu f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \beta^{2/k} \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \quad (17)$$

где коэффициент расхода μ с учетом ф-л (12) и (12') есть

$$\mu = \frac{\sqrt{1-\xi}}{1 + \xi \left[\left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} = \frac{\varphi}{1 + (1-\varphi^2) \left[\left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} = \frac{\varphi \beta^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \varphi^2 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)}. \quad (18)$$

Из ф-лы (18) получается важное заключение: при постоянном коэффициенте скорости ($\varphi = \text{const}$) коэффициент расхода оказывается переменным ($\mu = \text{var}$) или, наоборот, при постоянном коэффициенте расхода ($\mu = \text{const}$) коэффициент скорости является переменным ($\varphi = \text{var}$).

Ф-ла расхода (17) с подстановкой μ по (18) напишется подробно так: через коэффициент потери энергии ξ

$$\begin{aligned} G &= f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \frac{\sqrt{1-\xi}}{1 + \xi \left[\left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \beta^{2/k} \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)} = \\ &= f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \frac{\sqrt{1-\xi} \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}}}{\xi + (1-\xi) \beta^{\frac{k-1}{k}}} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)} \end{aligned} \quad (19)$$

или через коэффициент скорости φ

$$G = f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \frac{\varphi \beta^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \varphi^2 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \beta^{2/k} \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)} =$$

$$= f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \frac{\varphi \beta}{1 - \varphi^2 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)}, \quad (20)$$

причем в этих формулах можно произвести замену

$$p_i \beta = p.$$

§ 2. Показатель истечения

Однако, в вышенанписанном виде формулы расхода оказываются слишком громоздкими. Выгоднее привести ф-лу (20) к другому виду, а для единообразия подобное же преобразование произвести и с ф-лой (10), полагая

$$\varphi \sqrt{1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}} = \sqrt{1 - \beta^{\frac{r-1}{r}}}$$

или

$$\varphi = \sqrt{\frac{1 - \beta^{\frac{r-1}{r}}}{1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}}}. \quad (21)$$

С этой заменой ф-ла (10) принимает вид

$$c = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT_i \left(1 - \beta^{\frac{r-1}{r}}\right)} \quad (22)$$

или

$$c = \chi \sqrt{2g \frac{r}{r-1} RT_i \left(1 - \beta^{\frac{r-1}{r}}\right)}, \quad (23)$$

где

$$\chi = \sqrt{\frac{k(r-1)}{(k-1)r}}. \quad (24)$$

Если принять $r = \text{const}$, то и $\chi = \text{const}$.

Таким образом, формула скорости для истечения с трением может быть написана по образцу ф-лы (1) для идеального истечения, но с заменой адиабатического показателя k некоторым новым политропическим показателем r (см. подробнее ниже, ф-ла 26) и с добавлением поправочного множителя $\chi < 1$ (по ф-ле 24), играющего такую же роль, как коэффициент скорости φ при обычном написании формулы скорости (10), т. е. через адиабатический показатель k .

Из ф-лы (21) имеем далее

$$\beta^{\frac{r-1}{r}} = 1 - \varphi^2 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right), \quad (25)$$

откуда определяется так называемый показатель истечения Цейнера r через коэффициент скорости φ ; таким образом

$$\frac{r-1}{r} \lg \beta = \lg \left[1 - \varphi^2 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)\right]$$

или

$$r = \frac{1}{1 - \frac{\lg [1 - \varphi^2 (1 - \beta^{\frac{k-1}{k}})]}{\lg \beta}}. \quad (26)$$

Формула (26) приводит к следующему заключению: при $\varphi = \text{const}$ $r = \text{var}$ или при $r = \text{const}$ $\varphi = \text{var}$.

Для дальнейшего удобнее принимать $r = \text{const}$, тем более, что опыты не подтверждают $\varphi = \text{const}$ для разных β .

Используя ф-лы (21) и (25), мы можем произвести следующее преобразование группы множителей в ф-ле (20):

$$\frac{\varphi \beta}{1 - \varphi^2 (1 - \beta^{\frac{k-1}{k}})} \sqrt{\frac{\beta^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}}} = \beta \sqrt{\frac{1 - \beta^{\frac{r-1}{r}}}{\beta^{\frac{r-1}{r}}}} = \beta^{1/r} \sqrt{1 - \beta^{\frac{r-1}{r}}} =$$

$$= \sqrt{\beta^{2/r} (1 - \beta^{\frac{r-1}{r}})}.$$

Поэтому ф-ла (20) может быть написана весьма просто

$$G = f \frac{10^4 p_l}{\sqrt{RT_l}} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \beta^{2/r} (1 - \beta^{\frac{r-1}{r}})} \quad (27)$$

или иначе

$$G = \chi f \frac{10^4 p_l}{\sqrt{RT_l}} \sqrt{2g \frac{r}{r-1} \beta^{2/r} (1 - \beta^{\frac{r-1}{r}})}, \quad (28)$$

где поправочный множитель χ остается по формуле (24).

Формула (28) говорит о следующем. Формула расхода для истечения с трением может быть написана подобно аналогичной формуле для идеального случая, но с заменой адиабатического показателя k (как в показателях, так и в коэффициенте) через политропический показатель истечения r (по формуле 26) и с добавлением поправочного множителя $\chi < 1$ (по формуле 24), играющего такую же роль, как коэффициент расхода при обычном написании формулы расхода (17), т. е. через адиабатический показатель k . Весьма существенно, что поправочный множитель χ остается одним и тем же как в ф-ле (23) для s , так и в ф-ле (28) для G .

Заметим, что из сопоставления ф-л (17) и (27) получаем новое выражение коэффициента расхода μ (через показатель истечения r вместо ξ или φ , как было дано в ф-ле 18):

$$\mu = \sqrt{\frac{\beta^{2/r} (1 - \beta^{\frac{r-1}{r}})}{\beta^{2/k} (1 - \beta^{\frac{k-1}{k}})}} = \frac{\beta^{1/r}}{\beta^{1/k}} \sqrt{\frac{1 - \beta^{\frac{r-1}{r}}}{1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}}} = \left(\frac{1}{\beta}\right)^{\frac{1}{k} - \frac{1}{r}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/r}}{1 - \left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/k}}}. \quad (29)$$

Формула (29) говорит, что при постоянном показателе истечения r коэффициент расхода μ оказывается (так же, как и φ) переменной величиной. Можно было бы через показатель истечения r определить коэффициент потери энергии ξ (вместо определения φ по формуле 21), а именно из формул (12) и (21) находим

$$\xi = 1 - \varphi^2 = \frac{\beta^{\frac{r-1}{r}} - \beta^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{\left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/r} - \left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/k}}{\frac{1}{\beta} - \left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/k}}. \quad (30)$$

Обратно, для нахождения r по ξ из формулы (26) имеем

$$r = \frac{1}{1 - \frac{\lg \left[\xi + (1 - \xi) \beta^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\lg \beta}}. \quad (31)$$

Геометрический смысл показателя r , даваемого формулами (26) и (31), уясняется из следующих рассуждений. Если через r обозначить показатель действительной линии расширения (фиг. 1), то можем написать:

$$v = v_i \left(\frac{p_i}{p} \right)^{1/r}, \quad v_i = v_i \left(\frac{p_i}{p} \right)^{1/k};$$

$$\frac{v}{v_i} = \left(\frac{p_i}{p} \right)^{\frac{1}{r} - \frac{1}{k}} = \left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{1}{r} - \frac{1}{k}}. \quad (32)$$

А так как по ф-ле (16)

$$\frac{v}{v_i} = 1 + \xi \left[\left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

то

$$\frac{\left(\frac{1}{\beta} \right)^{1/r}}{\left(\frac{1}{\beta} \right)^{1/k}} = 1 + \xi \left[\left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

откуда

$$\xi = \frac{\left(\frac{1}{\beta} \right)^{1/r} - \left(\frac{1}{\beta} \right)^{1/k}}{\left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}.$$

Таким образом мы пришли к ф-ле (30), что говорит о тождественности показателя политропы расширения r с ранее введенным показателем истечения r .

Примечание. Дадим еще самостоятельный вывод ф-лы (30), рассматривая r в качестве показателя политропы расширения (фиг. 1).

$$L_s = \frac{k}{k-1} (p_n v_n - p v_i); \quad v = v_i \left(\frac{p_i}{p} \right)^{1/r}; \quad v_n = v \frac{p}{p_n}; \quad v_n = v_i \left(\frac{p_i}{p} \right)^{1/r} \left(\frac{p}{p_n} \right);$$

$$L_s = \frac{k}{k-1} \left[p v_i \left(\frac{p_i}{p} \right)^{1/r} - p v_i \right].$$

С другой стороны

$$L_s = \xi L_i = \xi \frac{k}{k-1} (p_i v_i - p v_i).$$

Следовательно,

$$p v_i \left(\frac{p_i}{p} \right)^{1/r} - p v_i = \xi (p_i v_i - p v_i).$$

Поэтому

$$\xi = \frac{\left(\frac{p_i}{p} \right)^{1/r} - \frac{v_i}{v_i}}{\frac{p_i}{p} - \frac{v_i}{v_i}}.$$

Но

$$v_i = v_l \left(\frac{p_l}{p} \right)^{1/k}$$

Окончательно получаем

$$\xi = \frac{\left(\frac{p_l}{p} \right)^{1/r} - \left(\frac{p_l}{p} \right)^{1/k}}{\frac{p_l}{p} - \left(\frac{p_l}{p} \right)^{1/k}} = \frac{\left(\frac{1}{\beta} \right)^{1/r} - \left(\frac{1}{\beta} \right)^{1/k}}{\frac{1}{\beta} - \left(\frac{1}{\beta} \right)^{1/k}}$$

§ 3. Упрощенные соотношения при малых перепадах давлений

При малых перепадах давлений некоторые из вышеприведенных формул приобретают более простой вид.

Так, например, обозначая

$$\beta = \frac{p}{p_l} = 1 - \Delta,$$

мы из ф-лы (21) получаем при бесконечно малом Δ

$$\varphi_1^2 = \frac{1 - \beta^{\frac{r-1}{r}}}{1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{1 - (1 - \Delta)^{\frac{r-1}{r}}}{1 - (1 - \Delta)^{\frac{k-1}{k}}} \approx \frac{1 - 1 + \frac{r-1}{r} \Delta}{1 - 1 + \frac{k-1}{k} \Delta} = \frac{k(r-1)}{(k-1)r},$$

откуда

$$\varphi_1 = \sqrt{\frac{k(r-1)}{(k-1)r}} = \chi, \quad (33)$$

а из ф-лы (29)

$$\mu_1 = \varphi_1 = \chi. \quad (33')$$

Таким образом, в предположении постоянства r переменные коэффициент скорости φ и коэффициент расхода μ приобретают в пределе при $\beta = 1$ значения $\varphi_1 = \mu_1$, совпадающее с поправочным коэффициентом χ ф-л (23) и (28). Подобным образом вместо ф-лы (30) мы имеем для коэффициента потери энергии при $\beta = 1$ (см. ф-лы 12' и 33)

$$\xi_1 = 1 - \varphi_1^2 = 1 - \frac{k(r-1)}{(k-1)r} = \frac{kr - r - kr + k}{(k-1)r} = \frac{k-r}{(k-1)r}. \quad (34)$$

Можно было бы тот же результат получить непосредственно из ф-лы (30), заменяя β через $1 - \Delta$ и переходя к пределу.

Обратно, для нахождения r (при $\beta = 1$) мы имеем следующее: из ф-лы (33) через φ_1 находим

$$\frac{k-1}{k} \varphi_1^2 = 1 - \frac{1}{r}; \quad \frac{1}{r} = 1 - \frac{k-1}{k} \varphi_1^2; \quad r = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k} \varphi_1^2}, \quad (35)$$

а из ф-лы (34) через ξ_1 (или из ф-л 35 и 12) имеем

$$r(k-1)\xi_1 = k-r; \quad r[1 + (k-1)\xi_1] = k; \quad r = \frac{k}{1 + (k-1)\xi_1}. \quad (35')$$

Пример. Требуется при $k=1,4$ и $r=1,3$ вычислить ξ по ф-ле (30), φ по ф-ле (21) или проще по ф-ле (12) и μ по ф-ле (29) для $\frac{1}{\beta} = \frac{p_l}{p} = 1,2$; затем при тех же k и r вычислить ξ_1 по ф-ле (34) и $\varphi_1 = \mu_1$ по ф-ле (33) или проще по ф-ле (12).

Решение. Так как

$$\left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/k} = 1,2^{1/1,4} = 1,139 \text{ и } \left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/r} = 1,2^{1/1,3} = 1,151,$$

то, следовательно,

$$\begin{aligned} \xi &= \frac{\left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/r} - \left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/k}}{\frac{1}{\beta} - \left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/k}} = \frac{1,151 - 1,139}{1,2 - 1,139} = \frac{0,012}{0,061} = 0,1965; \\ \varphi &= \sqrt{\frac{1 - \beta^{\frac{r-1}{r}}}{1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}}} = \sqrt{\frac{1 - \beta \left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/r}}{1 - \beta \left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/k}}} = \sqrt{\frac{1 - \frac{1,151}{1,2}}{1 - \frac{1,139}{1,2}}} = \\ &= \sqrt{\frac{0,041}{0,051}} = \sqrt{0,804} = 0,8965 \end{aligned}$$

или проще

$$\begin{aligned} \varphi &= \sqrt{1 - \xi} = \sqrt{1 - 0,1965} = \sqrt{0,8035} = 0,8965. \\ \mu &= \left(\frac{1}{\beta}\right)^{\frac{1}{k} - \frac{1}{r}} \sqrt{\frac{\frac{1}{\beta} - \left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/r}}{\frac{1}{\beta} - \left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/k}}} = \frac{1,139}{1,151} \sqrt{\frac{1,2 - 1,151}{1,2 - 1,139}} = \frac{1,139}{1,151} \sqrt{0,804} = 0,887. \end{aligned}$$

Далее

$$\begin{aligned} \xi_1 &= \frac{k-r}{(k-1)r} = \frac{1,4-1,3}{0,4 \cdot 1,3} = 0,1925 \text{ (вместо } \xi = 0,1965), \\ \varphi_1 &= \mu_1 = \sqrt{\frac{k(r-1)}{(k-1)r}} = \sqrt{\frac{1,4 \cdot 0,3}{0,4 \cdot 1,3}} = \sqrt{0,807} = 0,8985 \end{aligned}$$

или проще

$$\varphi_1 = \sqrt{1 - \xi_1} = \sqrt{1 - 0,1925} = \sqrt{0,8075} = 0,8985 \text{ (вместо } \varphi = 0,8965 \text{ и } \mu = 0,887).$$

Этот пример показывает, что при $k=1,4$ и $r=1,3$ (т. е. при довольно значительном различии между k и r) φ_1 или, что то же, χ лишь ничтожно больше, чем φ для $\frac{1}{\beta}=1,2$. Можно заключить, что вообще при постоянных k и r возрастание φ вместе с β (т. е. с уменьшением перепада давлений) незначительно, а поэтому приближение можно принять

$$\varphi \approx \varphi_1 = \chi = \sqrt{\frac{k(r-1)}{(k-1)r}}; \quad (36)$$

$$\mu \approx \mu_1 = \chi. \quad (36')$$

Подобным образом невелико убывание ξ с возрастанием β , так что приближенно можно принять

$$\xi \approx \xi_1 = \frac{k-r}{(k-1)r}. \quad (37)$$

Аналогично ф-лы (35) и (35') могут быть с известным приближением, заменяя φ_1 через φ и ξ_1 через ξ , написаны в таком виде:

$$r = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k} \varphi^2} \approx \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k} \varphi^2}; \quad (38)$$

$$r = \frac{k}{1 + (k-1) \xi_1} \approx \frac{k}{1 + (k-1) \xi}. \quad (38')$$

Так, например, при $k=1,4$ и $\xi=0,1965$ (для $\frac{1}{\beta}=1,2$) по приближенной ф-ле (38') мы нашли бы:

$$r \approx \frac{1,4}{1 - 0,4 \cdot 0,1965} = \frac{1,4}{1,0785} = 1,297 \text{ (вместо точного } r=1,3).$$

§ 4. Соотношения при критических скоростях

Для идеального случая критическое отношение давлений по ф-ле (3) равно

$$\beta_{кр,л} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

поэтому из ф-лы (28) для истечения с трением при постоянном показателе истечения r критическое отношение давлений

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{r+1} \right)^{\frac{r}{r-1}}. \quad (39)$$

Далее для идеального случая критическая скорость по ф-ле (4)

$$c_{кр,л} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} RT_i},$$

поэтому из ф-лы (23) для истечения с трением критическая скорость

$$c_{кр} = \chi \sqrt{2g \frac{r}{r+1} RT_i} = \sqrt{2g \frac{k(r-1)}{(k-1)(r+1)} RT_i} \quad (40)$$

или

$$c_{кр} = \chi A_{кр} \sqrt{RT_i}, \quad (41)$$

где

$$A_{кр} = \sqrt{2g \frac{r}{r+1}}. \quad (42)$$

Если примем между идеальной и действительной критическими скоростями соотношение

$$c_{кр} = \varphi_{кр} c_{кр,л}, \quad (43)$$

то, следовательно, коэффициент скорости для больших перепадов давлений

$$\varphi_{кр} = \frac{c_{кр}}{c_{кр,л}} = \sqrt{\frac{(k+1)(r-1)}{(k-1)(r+1)}}. \quad (44)$$

Заметим, однако, что в этом $\varphi_{кр}$ есть некоторая условность, а именно скорости $c_{кр,л}$ и $c_{кр}$ достигаются при неодинаковых отношениях давлений, идя от малых перепадов давлений к большим.

Для идеального случая расход по сечению с критической скоростью по ф-ле (7)

$$G_t = f_k \frac{10^4 p_t}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{gk \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}},$$

поэтому из ф-лы (28) для истечения с трением

$$G = \chi f_k \frac{10^4 p_t}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{gr \left(\frac{2}{r+1} \right)^{\frac{r+1}{r-1}}} = f_k \frac{10^4 p_t}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{gk \frac{r-1}{k-1} \left(\frac{2}{r+1} \right)^{\frac{r+1}{r-1}}} \quad (45)$$

или при пользовании готовыми данными для величины

$$M_{кр} = \sqrt{gr \left(\frac{2}{r+1} \right)^{\frac{r+1}{r-1}}} \quad (46)$$

удобнее ф-лу (45) представить в таком виде:

$$G = \chi f_k M_{кр} \frac{10^4 p_t}{\sqrt{RT_t}}, \quad (47)$$

аналогично ф-ле (8) для идеального случая

$$G_t = f_k M_{кр,t} \frac{10^4 p_t}{\sqrt{RT_t}}.$$

Если примем между идеальным и действительным расходами для одинаковых начальных параметров и равных площадей при критических скоростях в них соотношение

$$G = \mu_{кр} G_t, \quad (48)$$

то, следовательно, для больших перепадов давлений коэффициент расхода

$$\mu_{кр} = \sqrt{\frac{r-1}{k-1} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \left(\frac{2}{r+1} \right)^{\frac{r+1}{r-1}}}, \quad (49)$$

причем в этом коэффициенте $\mu_{кр}$ имеется та же условность, что и в коэффициенте $\varphi_{кр}$.

Удобнее представить этот коэффициент иначе:

$$\mu_{кр} = \chi \frac{M_{кр}}{M_{кр,t}}, \quad (50)$$

причем χ берется по ф-ле (24), $M_{кр,t}$ — по ф-ле (9) и $M_{кр}$ — по ф-ле (46).

Пример. Требуется вычислить $\varphi_{кр}$ и $\mu_{кр}$ по ф-лам (44) и (50) при $k = 1,4$ и $r = 1,3$.

Решение.

$$\varphi_{кр} = \sqrt{\frac{2,4 \cdot 0,3}{0,4 \cdot 2,3}} = \sqrt{0,7825} = 0,8845,$$

тогда как для $\beta = 1$ мы имели $\varphi_1 = 0,8985$, а для $\beta = 1:1,2$ $\varphi = 0,8965$. Далее, беря при $k = 1,4$ $M_{кр,t} = 2,145$ и при $r = 1,3$ $M_{кр} = 2,09$, а также вычисляя

$$\chi = \sqrt{\frac{1,4 \cdot 0,3}{0,4 \cdot 1,3}} = 0,8985,$$

находим

$$M_{кр} = 0,8985 \frac{2,09}{2,145} = 0,8755,$$

тогда как для $\beta = 1$ мы имели $\mu_1 = \varphi_1 = \chi = 0,8985$, а для $\beta = 1:1,2$ $\mu = 0,887$.

§ 5. Упрощенные формулы для случаев произвольного и критического перепадов давлений

В то время как коэффициенты $\varphi_1 = \mu_1$ и $\varphi_{кр}$ находятся просто, коэффициент φ для произвольного β содержит в своей формуле степенные функции. Так же сложно вычисление $\beta_{кр}$ и $\mu_{кр}$, поэтому целесообразно эти выражения привести к упрощенному виду, допуская приближенные преобразования. А именно, при-

меня разложение в ряды при близком к единице отношении β , можно получить для идеальной скорости формулу

$$c_i = \sqrt{2gRT_i(1-\beta) \left[1 + \frac{1}{2k}(1-\beta) \right]}, \quad (51)$$

следовательно, при наличии трения

$$c = \varphi c_i = \chi \sqrt{2gRT_i(1-\beta) \left[1 + \frac{1}{2r}(1-\beta) \right]}, \quad (52)$$

где по ф-ле (24)

$$\chi = \sqrt{\frac{k(r-1)}{(k-1)r}}.$$

Поэтому для коэффициента скорости φ при произвольном β вместо точной ф-лы (21) имеем приближенно

$$\begin{aligned} \varphi &= \chi \sqrt{\frac{1 + \frac{1}{2r}(1-\beta)}{1 + \frac{1}{2k}(1-\beta)}} = \sqrt{\frac{k(r-1) \left[1 + \frac{1}{2r}(1-\beta) \right]}{(k-1)r \left[1 + \frac{1}{2k}(1-\beta) \right]}} \approx \\ &\approx \sqrt{\frac{k(r-1)}{(k-1)r} \left[1 + 0,25(1-\beta) \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{k} \right) \right]}. \end{aligned} \quad (53)$$

Подобным образом при близком к единице β для идеального расхода можно получить приближенно

$$G_i = f \sqrt{2g} \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{(1-\beta) \left[1 - \frac{3}{2k}(1-\beta) \right]}, \quad (54)$$

следовательно, при наличии трения

$$G = \mu G_i = \chi f \sqrt{2g} \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{(1-\beta) \left[1 - \frac{3}{2r}(1-\beta) \right]}. \quad (55)$$

Поэтому для коэффициента расхода μ при произвольном β вместо точной ф-лы (29) имеем приближенно

$$\begin{aligned} \mu &= \chi \sqrt{\frac{1 - \frac{3}{2r}(1-\beta)}{1 - \frac{3}{2k}(1-\beta)}} = \sqrt{\frac{k(r-1) \left[1 - \frac{3}{2r}(1-\beta) \right]}{(k-1)r \left[1 - \frac{3}{2k}(1-\beta) \right]}} \approx \\ &\approx \sqrt{\frac{k(r-1)}{(k-1)r} \left[1 - 0,75(1-\beta) \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{k} \right) \right]}. \end{aligned} \quad (56)$$

Для критического отношения давлений вместо точного выражения (39) приближенно имеем (формула автора)

$$\beta_{кр} = 1,2555 - 0,65 \sqrt[3]{r}. \quad (57)$$

Наконец, беря вместо точной ф-лы (46) приближенно (формула автора)

$$M_{кр} = 1,914 \sqrt[3]{r}, \quad (58)$$

находим для коэффициента расхода $\mu_{кр}$ при большом перепаде давлений вместо точной ф-лы (49) приближенно

$$\mu_{кр} = \chi \frac{M_{кр}}{M_{кр,i}} = \sqrt{\frac{k(r-1)}{(k-1)r}} \sqrt[3]{\frac{r}{k}} = \sqrt{\frac{r-1}{k-1}} \sqrt[3]{\frac{k}{r}} = \sqrt{\frac{r-1}{k-1}} \sqrt[3]{\frac{k}{r}}. \quad (59)$$

Пример. При $k=1,4$ и $r=1,3$ требуется по ф-ле (53) для $\beta=1:1,2=0,8333$ найти φ , по ф-ле (56) для того же β найти μ , затем по ф-ле (57) найти $\beta_{кр}$ и по ф-ле (59) найти $\mu_{кр}$.

Решение.

$$\varphi = \sqrt{\frac{1,4 \cdot 0,3}{0,4 \cdot 1,3}} \left[1 + 0,25 \cdot 0,1667 \left(\frac{1}{1,3} - \frac{1}{1,4} \right) \right] = 0,8985 \left(1 + 0,25 \cdot 0,1667 \frac{0,1}{1,3 \cdot 1,4} \right) = 0,8985 \cdot 1,00229 = 0,900 \text{ (вместо точного } 0,8965).$$

$$\mu = 0,8985 \left[1 - 0,75 \cdot 0,1667 \left(\frac{1}{1,3} - \frac{1}{1,4} \right) \right] = 0,8985 \left(1 - 0,75 \cdot 0,1667 \frac{0,1}{1,3 \cdot 1,4} \right) = 0,8985 \cdot 0,9931 = 0,893 \text{ (вместо точного } \mu = 0,887);$$

$$\beta_{кр} = 1,2555 - 0,65 \sqrt[3]{1,3} = 1,2555 - 0,65 \cdot 1,091 = 1,2555 - 0,7092 = 0,5463 \text{ (вместо точного } \beta_{кр} = 0,5457);$$

$$\mu_{кр} = \sqrt{\frac{0,3}{0,4} \sqrt[3]{\frac{1,4}{1,3}}} = \sqrt{0,75 \sqrt[3]{1,077}} = \sqrt{0,75 \cdot 1,025} = 0,8765 \text{ (вместо точного } \mu_{кр} = 0,8755).$$

Приведенный пример подтверждает допустимость применения данных выше упрощенных формул для φ , μ , $\beta_{кр}$ и $\mu_{кр}$ во всех случаях, не требующих очень высокой точности [впрочем для φ вместо ф-лы (53) лучше применить ф-лу (36)].

§ 6. Истечение с теплообменом без трения

При истечении с теплообменом, но без трения, сохраняют силу все формулы, относящиеся к идеальному случаю истечения (без трения и без теплообмена), но лишь при условии замены адиабатического показателя k на поли-

тропический n (как в показателях, так и в коэффициентах).

Связь между k и n дается формулами

$$\frac{n-1}{n-k} = \frac{c_v}{c} = \theta, \quad (60)$$

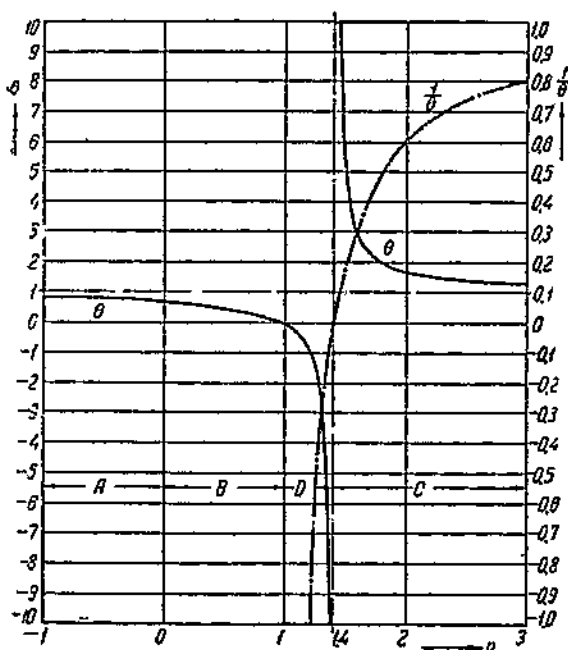
$$n = \frac{0k-1}{\theta-1}, \quad (61)$$

где c_v — теплоемкость при постоянном объеме, c — обобщенная теплоемкость для политропического процесса, а коэффициент θ дает отношение первой ко второй.

Так, например, для $k=1,4$ связь между n , θ и $\frac{1}{\theta}$ иллюстрируется числовой табл. 1, составленной по ф-ле (60).

По табл. 1 построена фиг. 2, дающая графическую связь между n , θ и $\frac{1}{\theta}$ при $k=1,4$. На этой фигуре буквами А и В обозначены: область расширения газа с подводом тепла при повышающейся тем-

пературе (А' и В') и область сжатия газа с отводом тепла при понижающейся температуре (А'' и В''); буквой С обозначены: область сжатия с подводом тепла при повышающейся температуре (С') и область расширения



Фиг. 2.

Таблица 1

$n =$	-1	-0,5	0	+0,5	1	1,1	1,2	1,3	1,333	1,35	1,4
$\theta =$ $1:\theta =$	0,833 1,20	0,790 1,265	0,715 1,40	0,555 1,80	0 ∞	-0,333 -3	-1 -1	-3 -0,333	-5 -0,200	-7 -0,143	∞ 0
$n =$	1,45	1,5	1,55	1,6	1,7	1,8	1,9	2	2,2	2,5	3
$\theta =$ $1:\theta =$	9 0,111	5 0,200	3,67 0,272	3 0,333	2,33 0,429	2 0,500	1,8 0,556	1,667 0,60	1,5 0,667	1,365 0,733	1,25 0,800

с отводом тепла при понижающейся температуре (C'); буквой D обозначены: область расширения с подводом тепла при понижающейся температуре (D') и область сжатия с отводом тепла при повышающейся температуре (D'').

Наибольшее значение при расчете выхлопа имеет случай расширения горячего газа с отводом тепла при понижающейся температуре (C'). Для этого случая число θ дает теплоту, соответствующую понижению температуры газа от отвода тепла и от расширения, в долях отведенной теплоты.

Табл. 2 дает зависимость n от θ для этого последнего случая при $k = 1,35$ (таблица вычислена по ф-ле 61).

Таблица 2

$\theta =$	1	1,5	2	3	4	8	10	15	20	30	50	100	∞ (адиаб.)
$n =$	∞	2,05	1,700	1,525	1,467	1,400	1,389	1,375	1,369	1,362	1,357	1,353	1,35

Основные формулы для истечения с теплообменом без трения таковы:

$$c = \sqrt{2g \frac{n}{n-1} RT_i \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}}\right)}; \quad (62)$$

$$G = f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{2g \frac{n}{n-1} \beta^{2n} \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}}\right)}; \quad (63)$$

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n}{n-1}}; \quad (64)$$

$$c_{кр} = \sqrt{2g \frac{n}{n+1} RT_i}; \quad (65)$$

$$G = f_{кр} \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{gn \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{n-1}}}. \quad (66)$$

Сопоставление случая истечения с теплообменом с идеальным истечением нагляднее всего провести, пользуясь приближенными формулами, а именно: для идеальной скорости мы имели приближенную ф-лу (51), справедливую для небольших перепадов давлений (т. е. для близких к единице β)

$$c_i = \sqrt{2g RT_i (1 - \beta) \left[1 + \frac{1}{2k} (1 - \beta)\right]}. \quad (67)$$

Аналогично для истечения с теплообменом имеем:

$$c = \sqrt{2g RT_i (1 - \beta) \left[1 + \frac{1}{2n} (1 - \beta)\right]}. \quad (68)$$

А поэтому для небольших перепадов давлений отношение скорости с теплообменом к идеальной скорости (своего рода коэффициент скорости):

$$\frac{c}{c_i} = \sqrt{\frac{1 + \frac{1}{2n}(1-\beta)}{1 + \frac{1}{2k}(1-\beta)}} \approx \sqrt{1 + \frac{1}{2n}(1-\beta) - \frac{1}{2k}(1-\beta)} \approx \approx 1 - 0,25(1-\beta) \left(\frac{1}{k} - \frac{1}{n} \right). \quad (69)$$

Для идеального расхода мы имели приближенную ф-лу (54):

$$G_i = f \sqrt{2g} \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{(1-\beta) \left[1 - \frac{3}{2k}(1-\beta) \right]}.$$

Аналогично для истечения с теплообменом имеем:

$$G = f \sqrt{2g} \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{(1-\beta) \left[1 - \frac{3}{2n}(1-\beta) \right]}. \quad (70)$$

Поэтому для небольших перепадов давлений отношение расходов при истечении с теплообменом к идеальному (своего рода коэффициент расхода):

$$\frac{G}{G_i} = \sqrt{\frac{1 - \frac{3}{2n}(1-\beta)}{1 - \frac{3}{2k}(1-\beta)}} \approx \sqrt{1 - \frac{3}{2n}(1-\beta) + \frac{3}{2k}(1-\beta)} \approx \approx 1 + 0,75(1-\beta) \left(\frac{1}{k} - \frac{1}{n} \right). \quad (71)$$

Пример. Найти $\frac{c}{c_i}$ и $\frac{G}{G_i}$ для $k=1,35$ и $n=1,40$ (соответственно $\theta=8$ по ф-ле 60) при $\beta=1:1,2=0,8333$ и $(1-\beta)=1-0,8333=0,1667$.

Решение. По ф-ле (69):

$$\frac{c}{c_i} = 1 - 0,25 \cdot 0,1667 \left(\frac{1}{1,35} - \frac{1}{1,4} \right) = 1 - 0,25 \cdot 0,1667 \frac{0,05}{1,35 \cdot 1,4} = = 1 - 0,001105 = 0,9989 \approx 0,999.$$

По ф-ле (71)

$$\frac{G}{G_i} = 1 + 0,75 \cdot 0,1667 \left(\frac{1}{1,35} - \frac{1}{1,4} \right) = 1 + 0,75 \cdot 0,1667 \frac{0,05}{1,35 \cdot 1,4} = = 1 + 0,003315 = 1,0033 \approx 1,003.$$

Этот пример показывает, что для рассматриваемого случая мы имеем чрезвычайно незначительное убывание скорости и несколько большее возрастание расхода, как результат теплообмена при истечении. Для более сильного охлаждения и большего перепада давлений отклонение от идеального случая будет значительнее.

§ 7. Истечение с теплообменом и трением

Условимся прежде всего при наличии одновременно теплообмена и трения рассматривать потери от трения не по отношению к идеальному случаю, а по отношению к истечению с одним лишь теплообменом. При этом условии все основные формулы для расчета истечения с теплообменом и трением сохраняют такой же вид, какой они имели при наличии одного лишь трения, необходимо лишь заменить в них адиабатический показатель k политропическим

показателем n (учет влияния теплообмена) и, кроме того, заменить показатель r (учитывающий трение по сравнению с идеальным случаем) новым показателем m (учитывающим трение при наличии теплообмена).

Таким образом, если для скорости газа при одном лишь теплообмене по ф-ле (62) мы имели

$$c = \sqrt{2g \frac{n}{n-1} RT_i \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}}\right)},$$

а при одном лишь трении по ф-ле (22)

$$c = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT_i \left(1 - \beta^{\frac{r-1}{r}}\right)},$$

то при теплообмене и трении одновременно имеем

$$c = \varphi \sqrt{2g \frac{n}{n-1} RT_i \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}}\right)} = \sqrt{2g \frac{n}{n-1} RT_i \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}\right)}, \quad (72)$$

при этом по ф-ле (61)

$$n = \frac{\theta k - 1}{\theta - 1},$$

а коэффициент скорости (см. ф-лу 21)

$$\varphi = \sqrt{\frac{1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}}{1 - \beta^{\frac{n-1}{n}}}} = \sqrt{\frac{\frac{1}{\beta} - \left(\frac{1}{\beta}\right)^{\frac{1}{m}}}{\frac{1}{\beta} - \left(\frac{1}{\beta}\right)^{\frac{1}{n}}}}, \quad (73)$$

откуда, обратно, для определения обобщенного показателя истечения m имеем (см. ф-лы 26 и 31)

$$m = \frac{1}{1 - \frac{\lg \left[1 - \varphi^2 \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}}\right)\right]}{\lg \beta}} = \frac{1}{1 - \frac{\lg \left[\xi + (1 - \xi) \beta^{\frac{n-1}{n}}\right]}{\lg \beta}}. \quad (74)$$

Или иначе (см. ф-лу 23)

$$c = \chi \sqrt{2g \frac{m}{m-1} RT_i \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}\right)}, \quad (75)$$

где поправочный множитель (см. ф-лу 24)

$$\chi = \sqrt{\frac{n(m-1)}{(n-1)m}}. \quad (76)$$

Подобным образом для расхода при одном лишь теплообмене по ф-ле (63) мы имели

$$G = f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{2g \frac{n}{n-1} \beta^{2/n} \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}}\right)},$$

а при одном лишь трении по ф-ле (27)

$$G = f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \beta^{2/r} \left(1 - \beta^{\frac{r-1}{r}}\right)},$$

поэтому при теплообмене и трении одновременно

$$\begin{aligned} G &= \mu f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{2g \frac{n}{n-1} \beta^{2/n} \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}}\right)} = \\ &= f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{2g \frac{n}{n-1} \beta^{2/m} \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}\right)}. \end{aligned} \quad (77)$$

Здесь коэффициент расхода (см. ф-лу 18)

$$\mu = \frac{\varphi}{1 + (1 - \varphi^2) \left[\left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]} = \frac{\sqrt{1 - \xi}}{1 + \xi \left[\left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]} \quad (78)$$

или (см. ф-лу 29)

$$\mu = \sqrt{\frac{\beta^{2m} \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}} \right)}{\beta^{2n} \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}} \right)}} = \left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{1}{n} - \frac{1}{m}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{1}{m}}}{1 - \left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{1}{n}}}} \quad (79)$$

Или иначе (см. ф-лу 28)

$$G = \chi f \frac{10^4 p_1}{\sqrt{RT_1}} \sqrt{2g \frac{m}{m-1} \beta^{2m} \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}} \right)} \quad (80)$$

При малых перепадах давлений в этих формулах можно принять приближенно, как при $\beta = 1$ (см. ф-лы 36, 36' и 37):

$$\varphi \approx \varphi_1 = \chi = \sqrt{\frac{n(m-1)}{(n-1)m}}; \quad (81)$$

$$\xi \approx \xi_1 = 1 - \varphi_1^2 = \frac{n-m}{(n-1)m}; \quad (82)$$

$$\mu \approx \mu_1 = \varphi_1 = \chi; \quad (83)$$

далее (см. ф-лы 38 и 38')

$$m = \frac{1}{1 - \frac{n-1}{n} \varphi_1^2} \approx \frac{1}{1 - \frac{n-1}{n} \varphi^2}; \quad (84)$$

$$m = \frac{n}{1 + (n-1)\xi_1} \approx \frac{n}{1 + (n-1)\xi}. \quad (84')$$

Критическое отношение давлений (см. ф-лу 39)

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{m+1} \right)^{\frac{m}{m-1}}. \quad (85)$$

Критическая скорость (см. ф-лы 40 и 43)

$$c_{кр} = \sqrt{2g \frac{n(m-1)}{(n-1)(m+1)} RT_1} = \varphi_{кр} \sqrt{2g \frac{n}{n+1} RT_1}, \quad (86)$$

где (см. ф-лу 44)

$$\varphi_{кр} = \sqrt{\frac{(n+1)(m-1)}{(n-1)(m+1)}}, \quad (87)$$

следовательно, обратно

$$m = \frac{(n+1) + (n-1)\varphi_{кр}^2}{(n+1) - (n-1)\varphi_{кр}^2}. \quad (88)$$

Или иначе (см. ф-лу 40)

$$c_{кр} = \chi \sqrt{2g \frac{m}{m+1} RT_1}, \quad (89)$$

причем χ здесь по ф-ле (76).

Еще иначе (см. ф-лу 41)

$$c_{кр} = \chi A_{кр} \sqrt{RT_i}, \quad (90)$$

где (см. ф-лу 42)

$$A_{кр} = \sqrt{2g \frac{m}{m+1}}. \quad (91)$$

Для расхода по сечению с критической скоростью имеем (см. ф-лы 45 и 48)

$$G = f_{кр} \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{gn \frac{m-1}{n-1} \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m+1}{m-1}}} = \mu_{кр} f_{кр} \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{gn \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{n-1}}}, \quad (92)$$

где (см. ф-лу 49)

$$\mu_{кр} = \sqrt{\frac{m-1}{n-1} \left(\frac{n+1}{2}\right)^{\frac{n+1}{n-1}} \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m+1}{m-1}}}. \quad (93)$$

Или иначе (см. ф-лу 45)

$$G = \chi f_{кр} \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{gm \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m+1}{m-1}}}. \quad (94)$$

Еще иначе (см. ф-лу 47)

$$G = \chi f_{кр} M_{кр} \frac{10^4 p}{\sqrt{RT_i}}, \quad (95)$$

где (см. ф-лу 46)

$$M_{кр} = \sqrt{gm \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m+1}{m-1}}}. \quad (96)$$

Применимы здесь и приближенные формулы, заменяющие точные формулы со степенными функциями. Так, вместо точной ф-лы (73) имеем (см. ф-лу 53)

$$\varphi = \chi \left[1 + 0,25(1-\beta) \left(\frac{1}{m} - \frac{1}{n} \right) \right]. \quad (97)$$

Вместо ф-лы (79) имеем (см. ф-лу 56)

$$\mu = \chi \left[1 - 0,75(1-\beta) \left(\frac{1}{m} - \frac{1}{n} \right) \right]. \quad (98)$$

Вместо ф-лы (85) имеем (см. ф-лу 57)

$$\beta_{кр} = 1,2555 - 0,65 \sqrt[3]{m}. \quad (99)$$

Вместо ф-лы (96) имеем (см. ф-лу 58)

$$M_{кр} = 1,914 \sqrt[3]{m}. \quad (100)$$

Вместо ф-лы (93) имеем (см. ф-лу 59)

$$\mu_{кр} = \sqrt{\frac{m-1}{n-1} \sqrt[3]{\frac{n}{m}}}. \quad (101)$$

§ 8. Пример подсчетов для истечения с теплообменом и трением

Даны: $k = 1,35$; $\theta = 10$; $\varphi_1 = 0,9$; $\beta = 1 : 1,2 = 0,8333$. Требуется найти: n , m , χ , $\varphi_{кр}$, $\mu_{кр}$, φ , μ , затем

$$c : \sqrt{2gRT_i} \text{ и } G : \left(f 10^4 p_i \sqrt{\frac{2g}{RT_i}} \right).$$

Решение. По ф-ле (61)

$$n = \frac{\theta k - 1}{0 - 1} = \frac{10 \cdot 1,35 - 1}{10 - 1} = \frac{12,5}{9} = 1,3889.$$

По ф-ле (84)

$$m = \frac{1}{1 - \frac{n-1}{n} \varphi_1^2} = \frac{1}{1 - \frac{0,3889}{1,3889} 0,81} = \frac{1}{1 - 0,2268} = \frac{1}{0,7732} = 1,2933.$$

По ф-ле (83)

$$\chi = \varphi_1 = \mu_1 = 0,9.$$

По ф-ле (87)

$$\varphi_{кр} = \sqrt{\frac{(n+1)(m-1)}{(n-1)(m+1)}} = \sqrt{\frac{2,3889 \cdot 0,2933}{0,3889 \cdot 2,2933}} = \sqrt{0,786} = 0,8865.$$

По ф-ле (93)

$$\mu_{кр} = \sqrt{\frac{m-1}{n-1} \left(\frac{n+1}{2} \right)^{\frac{n+1}{n-1}} \left(\frac{2}{m+1} \right)^{\frac{m+1}{m-1}}};$$

$$\frac{n+1}{n-1} \lg \frac{n+1}{2} = \frac{2,3889}{0,3889} \lg 1,19445 = \frac{2,3889}{0,3889} 0,0772 = 0,4742;$$

$$\frac{m+1}{m-1} \lg \frac{m+1}{2} = \frac{2,2933}{0,2933} \lg 1,14665 = \frac{2,2933}{0,2933} 0,0594 = 0,4644;$$

$$\left(\frac{n+1}{2} \right)^{\frac{n+1}{n-1}} = 2,981; \left(\frac{m+1}{2} \right)^{\frac{m+1}{m-1}} = 2,914.$$

$$\mu_{кр} = \sqrt{\frac{0,2933 \cdot 2,981}{0,3889 \cdot 2,914}} = \sqrt{0,7715} = 0,8782.$$

Найдем ту же величину по приближенной ф-ле (101)

$$\mu_{кр} = \sqrt{\frac{m-1}{n-1} \sqrt[3]{\frac{n}{m}}} = \sqrt{\frac{0,2933}{1,3889} \sqrt[3]{\frac{1,3889}{1,2933}}} = \sqrt{\frac{0,2933}{0,3889} \sqrt[3]{1,074}} = \sqrt{0,7733} = 0,8793.$$

По ф-ле (73)

$$\varphi = \sqrt{\frac{\frac{1}{\beta} - \left(\frac{1}{\beta} \right)^{1/m}}{\frac{1}{\beta} - \left(\frac{1}{\beta} \right)^{1/n}}} = \sqrt{\frac{1,2 - 1,2^{1/1,2933}}{1,2 - 1,2^{1/1,3889}}}.$$

$$\frac{\lg 1,2}{1,2933} = \frac{0,0791}{1,2933} = 0,06115; \frac{\lg 1,2}{1,3889} = \frac{0,0791}{1,3889} = 0,05695;$$

$$\left(\frac{1}{\beta} \right)^{1/m} = 1,1517; \left(\frac{1}{\beta} \right)^{1/n} = 1,1400; \varphi = \sqrt{\frac{1,2 - 1,1517}{1,2 - 1,1400}} = \sqrt{\frac{0,0483}{0,0600}} = \sqrt{0,8050} = 0,8970.$$

Найдем ту же величину по приближенной ф-ле (97)

$$\varphi = \chi \left[1 + 0,25(1-\beta) \left(\frac{1}{m} - \frac{1}{n} \right) \right] = 0,9 \left(1 + 0,25 \cdot 0,1667 \frac{1,3889 - 1,2933}{1,3889 \cdot 1,2933} \right) =$$

$$= 0,9(1 + 0,007013) = 0,9 \cdot 1,0070 = 0,9063 \text{ (преувеличено).}$$

По ф-ле (79)

$$\mu = \varphi \left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{1}{n} - \frac{1}{m}} = 0,897 \frac{1,1400}{1,1517} = 0,8880,$$

То же по приближенной ф-ле (98)

$$\mu = \chi \left[1 - 0,75(1-\beta) \left(\frac{1}{m} - \frac{1}{n} \right) \right] = 0,9(1 - 0,021039) = 0,9 \cdot 0,9789 =$$

$$= 0,881 \text{ (немного преуменьшено).}$$

Далее для вычисления c из ф-лы (72) имеем

$$c : \sqrt{2gRT_i} = \varphi \sqrt{\frac{n}{n-1} \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}} \right)} \quad (72a)$$

или

$$c : \sqrt{2gRT_i} = \sqrt{\frac{n}{n-1} \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}} \right)}, \quad (72b)$$

а из ф-лы (75) имеем

$$c : \sqrt{2gRT_i} = \chi \sqrt{\frac{m}{m-1} \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}} \right)}. \quad (75c)$$

Беря из предыдущего

$$\left(\frac{1}{\beta} \right)^{1/m} = 1,1517 \text{ и } \left(\frac{1}{\beta} \right)^{1/n} = 1,1400,$$

находим по ф-ле (75a)

$$\frac{c}{\sqrt{2gRT_i}} = 0,897 \sqrt{\frac{1,3889}{0,3889} \left(1 - \frac{1,1400}{1,2} \right)} = 0,897 \sqrt{\frac{1,3889}{0,3889} 0,0500} =$$

$$= 0,897 \sqrt{0,1786} = 0,3791,$$

по ф-ле (75b)

$$\frac{c}{\sqrt{2gRT_i}} = \sqrt{\frac{1,3889}{0,3889} \left(1 - \frac{1,1517}{1,2} \right)} = \sqrt{\frac{1,3889}{0,3889} 0,0402} = \sqrt{0,1436} = 0,3790,$$

по ф-ле (75c)

$$\frac{c}{\sqrt{2gRT_i}} = 0,9 \sqrt{\frac{1,2933}{0,2933} \left(1 - \frac{1,1517}{1,2} \right)} = 0,9 \sqrt{\frac{1,2933}{0,2933} 0,0402} =$$

$$= 0,9 \sqrt{0,1772} = 0,3789.$$

Наконец, для вычисления $G : \left(f 10^4 p_i \sqrt{\frac{2g}{RT_i}} \right)$ мы имеем из ф-лы (77)

$$\frac{\bar{G}}{f 10^4 p_i \sqrt{\frac{2g}{RT_i}}} = \mu \sqrt{\frac{n}{n-1} \beta^{2/n} \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}} \right)}. \quad (77a)$$

или

$$\frac{G}{f 10^4 p_i \sqrt{\frac{2g}{RT_i}}} = \sqrt{\frac{n}{n-1} \beta^{2/m} \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}} \right)}, \quad (77b)$$

а из ф-лы (80)

$$\frac{G}{f 10^4 p_i \sqrt{\frac{2g}{RT_i}}} = \chi \sqrt{\frac{m}{m-1} \beta^{2/m} \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}\right)}. \quad (80a)$$

Соответственно по ф-ле (77a) находим

$$\frac{G}{f 10^4 p_i \sqrt{\frac{2g}{RT_i}}} = 0,888 \frac{0,4238}{1,14} = 0,330,$$

по ф-ле (77b) находим

$$\frac{G}{f 10^4 p_i \sqrt{\frac{2g}{RT_i}}} = \frac{0,379}{1,1517} = 0,329$$

и по ф-ле (80a) находим

$$\frac{G}{f 10^4 p_i \sqrt{\frac{2g}{RT_i}}} = \frac{0,3789}{1,1517} = 0,329.$$

§ 9. Наиболее общий случай истечения с постоянным показателем

В предыдущем коэффициент сужения струи везде принимался равным единице. В общем случае коэффициент сужения струи, обозначаемый α , необходимо, конечно, учитывать. Принимая для каждого случая в пределах рассматриваемых условий $\alpha = \text{const}$, нам нет нужды для этого предположения повторять вывод формул. Очевидно, что все ранее написанные формулы остаются справедливыми и при $\alpha = \text{const}$, если только всюду при площади f добавить множителем α , причем удобнее всего отнести α к поправочному множителю формулы. Таким образом, при наличии теплообмена, трения и сужения мы можем пользоваться формулами § 7, заменяя лишь в формулах расхода χ через $\alpha\chi$. В частности в этом наиболее общем случае формула расхода при произвольном β напишется так (см. ф-лу 80):

$$G = \alpha\chi f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{2g \frac{m}{m-1} \beta^{2/m} \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}\right)}, \quad (102)$$

а при критическом отношении давлений (см. ф-лу 94):

$$G = \alpha\chi_k f \frac{10^4 \bar{p}_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{gm \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m+1}{m-1}}}. \quad (103)$$

Произведение

$$\alpha\chi \quad (104)$$

будем в дальнейшем именовать коэффициентом истечения (в отличие от коэффициента расхода μ).

Из предыдущего ясно (см. в частности § 8), что при постоянных ψ_1 (или k, θ, m) и α также постоянным является и коэффициент истечения $\alpha\chi$.

Показатель истечения и коэффициент истечения являются двумя основными константами, определяющими характер истечения в каждом частном случае.

Путь эмпирического нахождения этих двух констант таков.

Пусть из опыта определены расходы для двух случаев, отличающихся между собой только лишь конечными параметрами, а следовательно, отношением β , причем первый случай пусть лежит в области небольших перепадов давлений, а второй — в области больших перепадов (здесь, как и везде раньше,

мы имеем в виду лишь простые отверстия или сопла, но не Лавалевские сопла). Отношение полученных расходов (меньшего к большему) обозначим через ϵ . Почленным делением ф-л (102) и (103) находим:

$$\epsilon = \sqrt{\frac{2}{m-1} \left(\frac{m+1}{2} \right)^{\frac{m+1}{m-1}} \beta^{2/m} \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}} \right)} =$$

$$= \sqrt{\frac{m+1}{m-1} \left(\frac{m+1}{2} \right)^{\frac{1}{m-1}} \beta^{1/m} \sqrt{1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}}} \quad (105)$$

Как видно, ϵ есть функция лишь m и β , а поэтому, зная ϵ и β , может быть определен и показатель истечения m .

Ввиду невозможности аналитического определения искомой величины m из ф-лы (105) переходим на графический путь, предварительно составив по ф-ле (105) вспомогательную табл. 3.

Таблица 3

m	$\beta_{кр}$	$\beta = 0,95$	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,50
1,0	0,6065	$\epsilon=0,501$	0,681	0,807	0,882	0,942	0,975	0,995	1,000	0,971
1,1	0,5847	$\epsilon=0,487$	0,662	0,786	0,864	0,926	0,964	0,989	0,9995	0,982
1,2	0,5645	$\epsilon=0,474$	0,645	0,767	0,847	0,911	0,953	0,982	0,997	0,990
1,3	0,5457	$\epsilon=0,462$	0,631	0,750	0,833	0,897	0,942	0,974	0,994	0,996
1,4	0,5283	$\epsilon=0,451$	0,618	0,734	0,819	0,884	0,932	0,966	0,989	0,998
1,5	0,5120	$\epsilon=0,441$	0,605	0,720	0,806	0,872	0,923	0,959	0,984	0,9998
2,0	0,4402	$\epsilon=0,403$	0,560	0,669	0,758	0,825	0,880	0,922	0,955	0,992
2,5	0,3936	$\epsilon=0,377$	0,530	0,634	0,722	0,789	0,847	0,891	0,930	0,978
3,0	0,3536	$\epsilon=0,360$	0,506	0,608	0,692	0,760	0,818	0,866	0,910	0,965

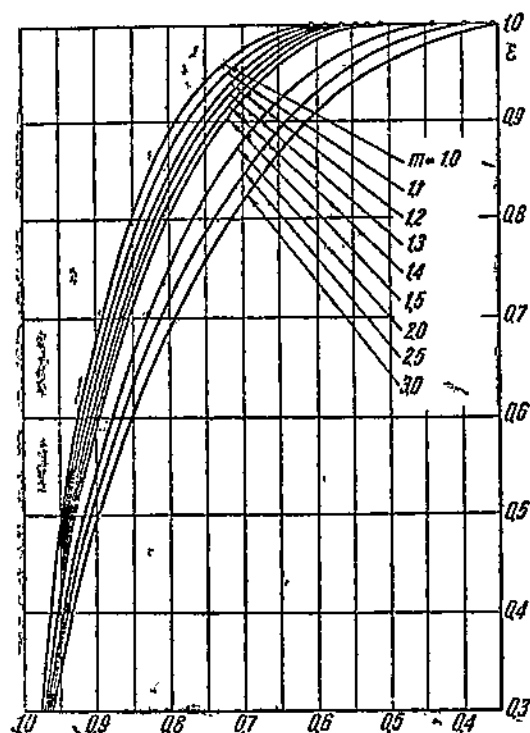
Приведем простейший пример пользования табл. 3. Пусть из опыта известно, что для данных условий при $\beta=0,85$ расход газа составляет 75% максимального (при большом перепаде давлений), т. е. $\epsilon=0,75$. Найдя $\epsilon=0,75$ в вертикальном столбце под $\beta=0,85$, прочитываем на левом краю таблицы соответствующее $m=1,3$. Это и есть искомый показатель истечения.

Для случая, когда оба известных из опыта расхода газа относятся к области малых перепадов давлений, отношение этих расходов $G_1 : G_2$, очевидно, равно отношению $\epsilon_1 : \epsilon_2$, а это последнее опять есть функция лишь m , β_1 и β_2 , поэтому m может быть определено, зная $\frac{\epsilon_1}{\epsilon_2}$, β_1 и β_2 . Однако, чем ближе лежат взятые нами β_1 и β_2 , тем труднее найти m по $\epsilon_1 : \epsilon_2$, как это можно видеть на примерах, приведенных в табл. 4.

Таблица 4

	$\beta_1=0,75$	$\beta_2=0,95$	$\frac{\epsilon_1}{\epsilon_2}$	$\beta_1=0,75$	$\beta_2=0,85$	$\frac{\epsilon_1}{\epsilon_2}$
$m=1,3$	$\epsilon_1=0,897$	$\epsilon_2=0,462$	1,94	$\epsilon_1=0,897$	$\epsilon_2=0,750$	1,195
$m=1,4$	$\epsilon_1=0,884$	$\epsilon_2=0,451$	1,96	$\epsilon_1=0,884$	$\epsilon_2=0,734$	1,205
$m=1,5$	$\epsilon_1=0,872$	$\epsilon_2=0,441$	1,98	$\epsilon_1=0,872$	$\epsilon_2=0,720$	1,210

Пусть из опыта известно, что для отношений давлений $\beta_1 = 0,75$ и $\beta_2 = 0,95$ отношение расходов равно $\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} = 1,96$. В левой половине табл. 4 для этих данных находим показатель истечения $m = 1,4$. В случае ошибки в определении отношения $\varepsilon_1 : \varepsilon_2$ в $\pm 1\%$ мы имели бы соответственное колебание m от 1,5 до 1,3. Для отношений давлений $\beta_1 = 0,75$ и $\beta_2 = 0,85$ ошибка в определении отношения $\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}$ всего в $\pm 0,5\%$ приводит к колебанию показателя истечения m от 1,5 до 1,3.



Фиг. 3.

Обратно, если рассматриваемые нами случаи истечения колеблются в небольших пределах изменения отношения давлений β , то оценка показателя истечения m не требует точности (в частности выбор показателя m можно делать по соображениям удобства интегрирования и пр., не оказывая этим заметного влияния на окончательный числовой результат подсчетов расхода газа).

График фиг. 3 построен по данным табл. 3 и не требует особого объяснения. Пользование этим графиком для решения практических задач значительно удобнее, чем табл. 3.

После определения показателя истечения m без труда находится и коэффициент истечения α_x по ф-ле (102) или (103).

§ 10. Коэффициенты и показатели истечения для продувочных и выпускных окон

а) Продувочные окна

Для продувочных окон показатель адиабаты $k = 1,4$, а ввиду отсутствия теплообмена ($\theta = \infty$) также $n = k = 1,4$. Предполагая искривленные подводящие каналы (как, например, в кривошипно-камерных двигателях), примем коэффициент скорости при $\beta = 1$ $\varphi_1 = 0,85$, коэффициент же сужения струи вследствие хорошего направления струй может быть принят $\alpha = 1$.

Коэффициент истечения

$$\alpha_x = \alpha \varphi_1 = 1 \cdot 0,85 = 0,85.$$

Показатель истечения по ф-ле (84):

$$m = \frac{1}{1 - \frac{n-1}{n} \varphi_1^2} = \frac{1}{1 - \frac{0,4}{1,4} 0,722^2} = \frac{1}{0,793} = 1,26.$$

Заметим, что при $\varphi_1 = 0,84$ мы нашли бы $m = \frac{1}{0,798} = 1,25$, а при $\varphi_1 = 0,86$ имели бы $m = \frac{1}{0,788} = 1,27$, так что для $n = k = 1,4$ и при $\varphi_1 =$ от 0,8 до 0,9 можно оценить приближенно

$$m \approx 1,41 - (1 - \varphi_1) = \varphi_1 + 0,41. \quad (106)$$

При $\varphi_1 = 1$ эта формула даст ошибку $\pm 0,01$.
Расход при произвольном отношении давлений β по ф-ле (102)

$$G = \alpha \chi f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{2g \frac{m}{m-1} \beta^{2/m} \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}\right)}$$

или по ф-ле (77)

$$G = \mu f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{2g \frac{n}{n-1} \beta^{2/n} \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}}\right)},$$

а так как по ф-ле (98), вводя в μ дополнительным множителем коэффициент сужения α ,

$$\mu = \alpha \chi \left[1 - 0,75 \left(1 - \beta \right) \left(\frac{1}{m} - \frac{1}{n} \right) \right],$$

то, следовательно,

$$G = \alpha \chi \left[1 - 0,75 \left(1 - \beta \right) \left(\frac{1}{m} - \frac{1}{n} \right) \right] f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{2g \frac{n}{n-1} \beta^{2/n} \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}} \right)}. \quad (107)$$

Из ф-лы (102)

$$G : \left(\alpha \chi f 10^4 p_i \sqrt{\frac{2g}{RT_i}} \right) = \beta^{1/m} \sqrt{\frac{m}{m-1} \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}} \right)} = x, \quad (102a)$$

а из ф-лы (107)

$$G : \left(\alpha \chi f 10^4 p_i \sqrt{\frac{2g}{RT_i}} \right) = \left[1 - 0,75 \left(1 - \beta \right) \left(\frac{1}{m} - \frac{1}{n} \right) \right] \beta^{1/n} \times \\ \times \sqrt{\frac{n}{n-1} \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}} \right)} = y. \quad (107a)$$

При $m = 1,26$ для $\beta = 0,8$ или $1 : \beta = 1,25$ ф-ла (102a) дает

$$x = \beta^{1/m} \sqrt{\frac{m}{m-1} \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}} \right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\beta} \right)^{1/m}} \sqrt{\frac{m}{m-1} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{m-1}{m}}} \right]} =$$

$$= \frac{1}{1,25^{1/1,26}} \sqrt{\frac{1,26}{0,26} \left(1 - \frac{1}{1,25^{0,26/1,26}} \right)}.$$

$$\frac{\lg 1,25}{1,26} = \frac{0,097}{1,26} = 0,0770; 1,25^{1/1,26} = 1,193;$$

$$\frac{0,26}{1,26} \lg 1,25 = \frac{0,26}{1,26} 0,097 = 0,020; 1,25^{0,26/1,26} = 1,048;$$

$$x = \frac{1}{1,193} \sqrt{\frac{1,26 \cdot 0,048}{0,26 \cdot 1,048}} = \frac{\sqrt{0,222}}{1,193} = \frac{0,471}{1,193} = 0,395.$$

При $n = 1,4$ и $m = 1,26$ для $\beta = 0,8$ или $1 : \beta = 1,25$ имеем

$$z = 1 - 0,75 \left(1 - \beta \right) \left(\frac{1}{m} - \frac{1}{n} \right) = 1 - 0,75 \cdot 0,2 \frac{1,4 - 1,26}{1,4 \cdot 1,26} = 0,9881,$$

поэтому

$$\mu = \alpha \chi z = 0,85 \cdot 0,9881 = 0,840.$$

При этих данных ф-ла (107а) дает

$$y = z\beta^{1/n} \sqrt{\frac{n}{n-1} \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}}\right)} = \frac{z}{\left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/n}} \sqrt{\frac{n}{n-1} \left[1 - \left(\frac{1}{\beta}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]} = \\ = \frac{0,9881}{1,25^{1/1,4}} \sqrt{\frac{0,4}{1,4} \left(1 - \frac{1}{1,25^{0,4/1,4}}\right)}.$$

$$\lg \frac{1,25}{1,4} = \frac{0,097}{1,4} = 0,0693; \left(\frac{1}{\beta}\right)^{1/n} = 1,172; \frac{0,4}{1,4} \lg 1,25 = \frac{0,097}{3,5} = 0,0277; \left(\frac{1}{\beta}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 1,067.$$

$$y = \frac{0,9881}{1,172} \sqrt{3,5 \frac{0,067}{1,067}} = \frac{0,9881}{1,172} \sqrt{0,2198} = \frac{0,9881}{1,172} 0,469 = 0,395.$$

Отсюда делаем следующий вывод. Если бы для $\beta = 0,8$ при расчете по $n = 1,4$ (вместо $m = 1,26$) мы взяли $\mu = \varphi_1 = 0,85$ (вместо $\mu = 0,84$), то сделали бы ошибку свыше $+1\%$.

Беря отношение давлений $\beta = 0,6$, мы нашли бы поправочный множитель

$$z = 1 - 0,75(1 - \beta) \left(\frac{1}{m} - \frac{1}{n}\right) = 1 - 0,75 \cdot 0,4 \frac{0,14}{1,4 \cdot 1,26} = 0,9762,$$

и поэтому

$$\mu = \alpha y z = 0,85 \cdot 0,9762 = 0,830.$$

Поэтому, если бы для $\beta = 0,6$, ведя расчет по $n = 1,4$ (вместо $m = 1,26$), мы взяли $\mu = 0,85$ (вместо $\mu = 0,83$), то сделали бы ошибку около $+2,5\%$.

Иначе говоря, пользуясь при расчете продувки обычными формулами с адиабатическим показателем $k = 1,4$ и беря постоянный коэффициент расхода μ , мы тем самым как бы вводим возрастание коэффициента сужения α по мере роста перепада давлений (так, например, для выше рассмотренного случая $\mu = 0,85$ это возрастание коэффициента α при переходе от $\beta = 1$ к критическому отношению составляет около $+2,5\%$). Очевидно, что при больших значениях φ_1 указанное обстоятельство играет меньшую роль. Понятно также, что если бы мы считали целесообразным принимать убывание коэффициента сужения α при растущем перепаде давлений, то следовало бы, наоборот, показатель m для расчета продувки выбирать больше адиабатического k .

б) Выхлопные окна

При температурах конца линии расширения сгоревшие газы дизелей должны иметь показатель адиабаты около $k_4 = 1,31$, тогда как действительная линия расширения на индикаторной диаграмме имеет в этом месте показатель политропичности около $n_4 = 1,35 \div 1,40$ (в зависимости от качества сгорания и пр.), см. работу автора „Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания“, 1933, стр. 44.

В расчете процесса выхлопа, вследствие более низких средних температур, следует принимать показатель адиабаты $k > k_4$, а вследствие более энергичного охлаждения в выхлопных окнах, нежели в цилиндре (скорость газов и большая омываемая поверхность, а также охлаждение стенок каналов в течение всего цикла), необходимо считать $n > n_4$. При этом в зависимости от конкретных условий возможно изменение показателя политропы расширения при истечении в довольно широких пределах.

В качестве некоторого характерного среднего значения мы примем показатель политропы расширения для расчета выхлопа с учетом одного лишь

теплообмена $n = 1,53$ (или $n = 1,50$) при адиабатическом показателе $k = 1,32$, что по ф-ле (60) дает

$$\theta = \frac{n-1}{n-k} = \frac{0,53}{0,21} = 2,53 \left(\text{при } n=1,5 \text{ соответственно } \frac{0,5}{0,18} = 2,78 \right).$$

Далее характер выхлопных отверстий таков, что можно принять коэффициент скорости очень близким к единице. Пусть $\varphi_1 = 0,98$, в то время как среднее значение коэффициента сужения может быть оценено величиной $\alpha = 0,68$, так как опыты с воздухом при истечении через отверстие в тонкой стенке дают значение α примерно 0,65, направляющее же действие днища поршня несколько улучшает этот коэффициент (одновременно сообщая вытекающей струе отклонение вниз на несколько градусов).

Поэтому коэффициент истечения будем считать при расчете выхлопа

$$\alpha\chi = \alpha\varphi_1 = 0,68 \cdot 0,98 = 0,666 \approx 0,67$$

с возможным отклонением в отдельных случаях примерно на 0,03 в ту и другую стороны (т. е. от 0,64 до 0,70).

Далее показатель истечения по ф-ле (84) будет

$$m = \frac{1}{1 - \frac{n-1}{n} \varphi_1^2} = \frac{1}{1 - \frac{0,53}{1,53} 0,96} = \frac{1}{0,667} = 1,50$$

(при $n = 1,5$ получили бы $\frac{1}{1 - \frac{0,5}{1,5} 0,96} = \frac{1}{0,68} = 1,47$), а в общем случае при

$\varphi_1 = 0,98$ и для $n = 1,45 \div 1,55$ можно приближенно принять

$$m \approx n - 0,03. \quad (103)$$

Поэтому для больших перепадов давлений по ф-ле (100) подсчитываем вспомогательную величину

$$M_{кр} = 1,914 \sqrt[3]{m} = 1,914 \sqrt[3]{1,5} = 2,19,$$

и далее ф-ла (95) в комбинации с ф-лой (103), т. е. с введением коэффициента сужения α , дает для определения расхода

$$G = \alpha\chi f_k M_{кр} \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} = 0,67 \cdot 2,19 f_k \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} = 1,47 f_k \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \quad (109)$$

с возможным колебанием коэффициента от $1,47 \frac{0,7}{0,67} = 1,535$ до $1,47 \frac{0,64}{0,67} = 1,404$.

Для произвольного отношения давлений β по ф-ле (102) для определения расхода имеем

$$\begin{aligned} G &= \alpha\chi f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{2g \frac{m}{m-1} \beta^{2,m} \left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}\right)} = \\ &= 0,67 f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{1,5}{0,5} \beta^{4/3} (1 - \beta^{1/3})} = 5,14 f \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} \beta^{2/3} \sqrt{1 - \beta^{1/3}} \quad (110) \end{aligned}$$

с возможным колебанием коэффициента от $5,14 \frac{0,64}{0,67} = 4,91$ до $5,14 \frac{0,7}{0,67} = 5,37$.

Делением ф-лы (110) на (109) находим переходный множитель

$$\epsilon = \frac{5,14}{1,47} \beta^{2/3} \sqrt{1 - \beta^{1/3}} = 3,50 \beta^{2/3} \sqrt{1 - \beta^{1/3}}. \quad (111)$$

Тот же самый результат мы получили бы непосредственно по ф-ле (105)

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{m+1}{m-1} \left(\frac{m+1}{2}\right)^{\frac{1}{m-1}}} \beta^{1/m} \sqrt{1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}} = \\ = \sqrt{\frac{2,5}{0,5} \left(\frac{2,5}{2}\right)^{1/0,5}} \beta^{1/1,5} \sqrt{1 - \beta^{0,5/1,5}} = \sqrt{5 \cdot 1,25^2} \beta^{2/3} \sqrt{1 - \beta^{1/3}} = 3,495 \beta^{2/3} \sqrt{1 - \beta^{1/3}}.$$

Так, например, для $\beta = 0,8$ находим

$$\varepsilon = 3,5 \cdot 0,8^{2/3} \sqrt{1 - 0,8^{1/3}} = 3,5 \cdot 0,86 \sqrt{0,072} = 0,806$$

(то же самое мы найдем в табл. 3).

Сделаем для случая большого перепада давлений сопоставление выше-данных расчетных формул для выхлопа при $m = 1,5$ с обычно применяемым способом расчета по адиабатическому показателю k , беря его, например, равным $k = 1,3$ (как это делают Брилинг и Орлин). По ф-ле (100)

$$M_{кр} = 1,914 \sqrt[3]{m} = 1,914 \sqrt[3]{1,3} = 2,09$$

и, следовательно,

$$G = \mu f_k M_{кр} \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}} = 2,09 \mu f_k \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}},$$

тогда как при $m = 1,5$ мы имели

$$G = 2,19 \alpha \chi f_k \frac{10^4 p_i}{\sqrt{RT_i}}.$$

Приравнивая правые части, получаем

$$\mu = \frac{2,19}{2,09} \alpha \chi = 1,048 \alpha \chi$$

или при $\alpha \chi = 0,67 \mu = 0,701$, т. е. расчет по $k = 1,3$ требует увеличения коэффициента приблизительно на 5%.

ГЛАВА II

КИНЕМАТИКА ПРОДУВОЧНЫХ И ВЫХЛОПНЫХ ОКОН

§ 1. Зависимость относительного перемещения поршня от угла поворота кривошипа

Геометрическое действие системы окон (например продувочных) или группы клапанов обуславливается законом открытия соответствующего распределительного органа в зависимости от времени.

Элементарное действие окон или клапанов измеряется произведением площади открытия этого органа в данный момент на элементарный промежуток времени, а действие за какой-либо конечный период выражается соответствующим интегралом, носящим название время-сечение, причем единицей для измерения время-сечения обычно берут $\text{м}^2 \cdot \text{сек}$.

Для нахождения время-сечения в общем случае требуется предварительно вычертить кривую изменения площади открытия рассматриваемого органа в зависимости от времени, после чего эта площадь планиметрируется.

В частном случае, когда рассматриваемый орган есть система окон в цилиндре, открываемая поршнем (именно этот случай является для двухтактных двигателей основным), задача определения время-сечения этой системы окон

для какого-либо периода может быть значительно упрощена при пользовании аналитическим способом, а еще лучше — специальными таблицами или графиками, позволяющими скорее нахождение родственной время-сечению величины, но более универсальной, также характеризующей геометрическое действие рассматриваемой системы — лишь в других единицах, именно в градус-долях или в градус-процентах (градусы поворота кривошипа, доли или проценты хода поршня). При этом открытие рассматриваемых окон выражается в каждый момент не площадью их, а действующей высотой, данной в долях или процентах от хода поршня, продолжительность же действия вместо времени дается в градусах угла поворота кривошипа.

Для взаимного перехода от время-сечения в $m^2 \cdot \text{сек}$ к геометрическому действию окон в градус-долях или в градус-процентах и обратно служат следующие рассуждения. Пусть в интервале времени $d\tau$ сек средняя площадь открытия рассматриваемой группы окон составляет f m^2 , соответственный элементарный угол поворота кривошипа dy° , относительная высота окон, выраженная в долях полного хода поршня $x_{ок}$, относительное положение поршня от м. т. х. Если обозначить диаметр цилиндра D м, ход поршня S м, используемую окнами долю окружности по отношению ко всей длине окружности ν (эту величину можно бы назвать степенью парциальности для данных окон), причем в случае несовпадения направления каналов данных окон с радиусом цилиндра следует под ν подразумевать суммарную ширину окон по нормальному к струе направлению, умноженную на синус угла γ между осью каналов и осью цилиндра и разделенную на длину окружности, далее, через n обозначить число оборотов двигателя в минуту, то имеем следующие соотношения:

$$f \text{ м}^2 = \pi D \nu S (x_{ок} - x); \quad (1)$$

$$d\tau \text{ сек} = \frac{60 dy^\circ}{360 n} = \frac{dy^\circ}{6 n}; \quad (2)$$

$$fd\tau \text{ м}^2 \cdot \text{сек} = \frac{\pi D \nu S (x_{ок} - x) dy^\circ}{6 n} = \frac{\pi D \nu S}{6 n} (x_{ок} - x) dy^\circ = M db; \quad (3)$$

причем здесь введены сокращенные обозначения для элементарного действия окон в градус-долях

$$db = (x_{ок} - x) dy^\circ \quad (4)$$

и для переходного множителя от db градус-долей к $fd\tau \text{ м}^2 \cdot \text{сек}$

$$M = \frac{\pi D \nu S}{6 n}. \quad (5)$$

Если суммарная ширина струй (по чертежу) есть Σe , а угол наклона между осью струи и осью цилиндра γ , то

$$\nu = \frac{\Sigma e}{\pi D} \sin \gamma, \quad (6)$$

и поэтому переходный множитель удобнее, при пользовании чертежом с поперечным и продольным разрезами цилиндра, дать в таком виде

$$M = \frac{\pi D S \Sigma e}{6 n \pi D} \sin \gamma = \frac{S \Sigma e}{6 n} \sin \gamma. \quad (7)$$

Так как, вводя коэффициент расхода для окон μ , имеем

$$\mu fd\tau = \mu M db,$$

причем

$$\mu M = \mu \frac{\pi D \nu S}{6 n} = \frac{\pi D^2}{4} S \frac{4 \nu \mu}{6 n D} = \frac{V_h}{1,5} \frac{\nu \mu}{n D},$$

то заключаем, что трудность пропуска газов через окна возрастает, при прочих равных обстоятельствах, вместе с произведением

$$\frac{nD}{v\mu},$$

которое является с рассматриваемой точки зрения характеристикой степени быстроходности двигателя (обычно для двигателей каждого определенного типа под степенью быстроходности двигателя подразумевают произведение nD). Поэтому выгодно при заданных n , v и μ выполнять наименьший диаметр цилиндра D путем увеличения отношения $S:D=k$ до того предела, при котором качество продувки начинает (в данной системе) заметно ухудшаться.

Зависимость между углом поворота кривошипа y° от м. т. и соответствующим относительным перемещением поршня x (в долях хода поршня S) характеризуется следующим уравнением, в котором, как и дальше, условимся верх-

ние знаки относить к движению от н. м. т. (обычный для расчета продувочных и выхлопных окон случай), а нижний — к движению от в. м. т. (фиг. 4):

$$x = \frac{1}{2\lambda} \{ \lambda(1 - \cos y) \mp [1 - \sqrt{1 - (\lambda \sin y)^2}] \} = \\ = 0,5 \left[1 - \cos y \mp \left(\frac{1}{\lambda} - \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 y} \right) \right]. \quad (8)$$

В этом равенстве λ есть отношение длины кривошипа $R = \frac{S}{2}$ к длине шатуна L

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{S}{2L}. \quad (9)$$

Для многих практических целей выгодно это точное уравнение заменить приближенным, разлагая корень в ряд согласно формуле

$$\sqrt{1-\Delta} = 1 - \frac{1}{2}\Delta - \frac{1}{2 \cdot 4}\Delta^2 - \frac{1 \cdot 3}{2 \cdot 4 \cdot 6}\Delta^3 - \frac{1 \cdot 3 \cdot 5}{2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 8}\Delta^4 - \frac{1 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 7}{2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 8 \cdot 10}\Delta^5 - \dots,$$

где применительно к нашему случаю

$$\Delta = (\lambda \sin y)^2,$$

так что

$$\sqrt{1 - (\lambda \sin y)^2} = 1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 y - \frac{\lambda^4}{8} \sin^4 y - \frac{\lambda^6}{16} \sin^6 y - \dots$$

Поэтому приближенная формула для относительного перемещения поршня примет вид (верхние знаки при отсчете от н. м. т.)

$$x = \frac{1}{2\lambda} \left[\lambda(1 - \cos y) \mp \left(\frac{\lambda^2}{2} \sin^2 y + \frac{\lambda^4}{8} \sin^4 y + \frac{\lambda^6}{16} \sin^6 y + \dots \right) \right] = \\ = 0,5(1 - \cos y) \mp \frac{1}{\lambda} \left[\left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^2 + \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^4 + 2 \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^6 + \dots \right]. \quad (10)$$

При гармоническом движении, когда $\lambda = 0$, было бы

$$x_0 = 0,5(1 - \cos y). \quad (11)$$

Следовательно, при любом $\lambda > 0$ перемещение поршня у н. м. т. отстает от гармонического движения, а у в. м. т. обгоняет его.

Обозначая разность между относительным перемещением поршня в гармоническом и в действительном движениях по арифметической величине через Δx , мы можем написать

$$x = x_2 \mp \Delta x,$$

где

$$\Delta x = \frac{1}{\lambda} \left[\left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^2 + \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^4 + 2 \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^6 + \dots \right]. \quad (12)$$

Нередко в разложении для x отбрасывают все члены выше второй степени (что соответствует, в частности, графическому способу Брикса), беря

$$x \approx 0,5(1 - \cos y) \mp \frac{1}{\lambda} \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^2 = x_2 \mp \lambda \left(\frac{\sin y}{2} \right)^2. \quad (13)$$

Последняя формула, если не дает очень большой точности для нахождения x , то во всяком случае с ее помощью легко сделать пересчет от точно найденного x при каком-либо λ к x' при другом λ' и том же угле y , считая к тому же известным для гармонического движения x_2 . Именно для этой цели получаем формулу

$$x' = x_2 - \frac{\lambda'}{\lambda} (x_2 - x). \quad (14)$$

Для самостоятельного нахождения x удобнее выше написанную приближенную формулу представить в таком виде:

$$\begin{aligned} x &\approx 0,5(1 - \cos y) \mp \frac{1}{\lambda} \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^2 = 0,5(1 - \cos y) \mp \frac{\lambda}{4}(1 - \cos^2 y) = \\ &= 0,5(1 - \cos y) [1 \mp 0,5 \lambda (1 + \cos y)], \end{aligned} \quad (15)$$

а так как

$$x_2 = 0,5(1 - \cos y),$$

то

$$\cos y = 1 - 2x_2; \quad 1 - \cos y = 2x_2; \quad 1 + \cos y = 2(1 - x_2)$$

и окончательно

$$x \approx x_2 [1 \mp \lambda (1 - x_2)] = x_2 \mp \lambda x_2 (1 - x_2). \quad (16)$$

В табл. 5 даны точные значения относительных перемещений поршня $x_{н.м.т.}$ и $x_{в.м.т.}$ (от н. м. т. и от в. м. т.) для углов поворота кривошипа y от 0 до 90° (через 5°) при $\lambda = 1:4,5$, а также даны значения x_2 при гармоническом движении ($\lambda = 0$) и разности

$$\Delta x = x_2 - x_{н. м. т.} = x_{в. м. т.} - x_2. \quad (17)$$

Вычисление x для этой таблицы производилось для большей надежности двумя способами: по основной формуле, содержащей квадратный корень (с применением особого вспомогательного приема, позволяющего использование таблицы точных квадратов), и по формуле с разложением в ряды (беря члены до шестой степени $\sin y$).

Точность приведенной таблицы значительно превосходит потребности большинства практических задач. Однако в некоторых случаях (например при разбивке процессов на малые интервалы угла поворота кривошипа) такая высокая точность может быть полностью использована, в то время как обычно приводимые в курсах таблицы подобного рода в этих случаях оказываются совершенно недостаточными. Заметим, что для промежуточных y следует применять интерполяционные формулы.

Таблица 5

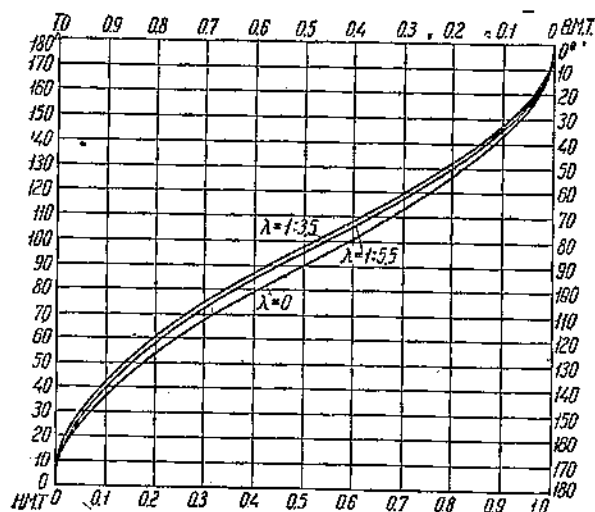
Относительные перемещения поршня при $\lambda=1:4,5$

y°	x_2	$x_{н.м.т.}$	$\Delta x = x_2 - x_{н.м.т.}$	$x_{в.н.м.т.} = x_2 + \Delta x$
5	0,001903	0,001481	0,000422	0,002325
10	0,007596	0,005920	0,001676	0,009272
15	0,017037	0,013312	0,003725	0,020762
20	0,030154	0,023645	0,006509	0,036663
25	0,046846	0,036901	0,009945	0,056791
30	0,066987	0,053055	0,013932	0,080919
35	0,090424	0,072072	0,018352	0,108776
40	0,116978	0,093905	0,023073	0,140051
45	0,146447	0,118495	0,027952	0,174399
50	0,178606	0,145766	0,032840	0,211446
55	0,213212	0,175620	0,037592	0,250804
60	0,250000	0,207940	0,042060	0,292060
65	0,288691	0,242585	0,046106	0,334797
70	0,328990	0,279386	0,049604	0,378594
75	0,370591	0,318145	0,052446	0,423037
80	0,413176	0,358645	0,054531	0,467707
85	0,456422	0,400597	0,055825	0,512247
90	0,500000	0,443742	0,056258	0,556258

Приведем несколько примеров применения данных выше упрощенных формул для характеристики степени точности их.

1. Найти по приближенной формуле $x_{н.м.т.}$ для $y = 90^\circ$ при $\lambda = 1:4,5$, зная, что $x_2 = 0,5$. Находим:

$$x_{н.м.т.} \approx x_2 - \lambda x_2 (1 - x_2) = 0,5 - \frac{1}{4,5} \cdot 0,25 = 0,444444.$$



Фиг. 5

Так как точное значение $x_{н.м.т.} = 0,443742$, то погрешность составляет по абсолютной величине

$$0,444444 - 0,443742 = 0,000702$$

или $0,0702 \approx 0,1\%$ от хода поршня, что в большинстве случаев несущественно.

2. Найти по приближенной формуле $x'_{н.м.т.}$ для $y = 90^\circ$ при $\lambda' = 1:3$ путем пересчета от $x_{н.м.т.} = 0,443742$ при $\lambda = 1:4,5$ и имея $x_2 = 0,5$.

Находим:

$$\begin{aligned} x'_{н.м.т.} &= x_2 - \frac{\lambda'}{\lambda} (x_2 - x_{н.м.т.}) = 0,5 - \\ &- \frac{4,5}{3} (0,5 - 0,443742) = \\ &= 0,5 - 0,084387 = 0,415613, \end{aligned}$$

огда как точное значение $x'_{н.м.т.} = 0,414214$, а самостоятельное вычисление по наиболее упрощенной формуле дает

$$x'_{н.м.т.} \approx x_2 - \lambda' x_2 (1 - x_2) = 0,5 - \frac{0,25}{3} = 0,416667.$$

В табл. 6 приведены значения $x_{н.м.т.}$ и $x_{в.м.т.}$ при нескольких различных от 1:3,5 до 1:5,5 (а также для $\lambda = 0$), данные с несколько меньшей точностью, чем в табл. 1 (фиг. 5).

В предыдущем был рассмотрен вопрос о нахождении относительного перемещения поршня по углу поворота кривошипа. Для решения обратной задачи, отыскания y по x , из точной формулы

$$x = \frac{1}{2\lambda} \left\{ \lambda - \cos y \mp [1 - \sqrt{1 - (\lambda \sin y)^2}] \right\} \quad (8')$$

путем обычных преобразований находим

$$\cos y = \frac{\left(\pm \frac{1}{\lambda} - 1 \right) (1 - 2x) - 2x^2}{\left(\pm \frac{1}{\lambda} - 1 \right) + 2x} = \frac{\left(\mp \frac{1}{\lambda} + 1 \right) (1 - 2x) + 2x^2}{\left(\mp \frac{1}{\lambda} + 1 \right) - 2x}, \quad (18)$$

где попрежнему верхний знак соответствует случаю отсчета от н. м. т., а нижний знак соответствует случаю отсчета от в. м. т. (при этом предпоследнее выражение удобнее для отсчета от н. м. т., а последнее — для отсчета от в. м. т.).

Заметим, что нахождение угла y по относительному перемещению поршня можно было бы провести и из приближенной ф-лы (15)

$$x \approx 0,5 (1 - \cos y) [1 \mp 0,5 \lambda (1 + \cos y)],$$

которая дает

$$\cos y \approx \pm \frac{1}{\lambda} \left[1 - \sqrt{1 \mp 2\lambda \left(1 - 2x \mp \frac{\lambda}{2} \right)} \right], \quad (19)$$

однако, эта последняя формула не имеет никаких преимуществ по сравнению с данной выше точной ф-лой (18), так как, не обладая особой простотой, в то же время дает ощутительную неточность, как это видно из следующих примеров.

1. При $\lambda = 1:4,5$ для $x_{н.м.т.} = 0,4$ по точной формуле имеем

$$\cos y = \frac{(4,5 - 1)(1 - 2 \cdot 0,4) - 2 \cdot 0,4^2}{4,5 - 1 + 2 \cdot 0,4} = 0,0884,$$

откуда $y = 84^\circ 56'$, тогда как по приближенной формуле мы нашли бы

$$\cos y = 4,5 \left[1 - \sqrt{1 - \frac{2}{4,5} \left(1 - 2 \cdot 0,4 - \frac{1}{2 \cdot 4,5} \right)} \right] = 0,0945,$$

откуда $y = 84^\circ 35'$.

2. При $\lambda = 1:4,5$ для $x_{в.м.т.} = 0,6$ по точной формуле имеем:

$$\cos y = \frac{(4,5 + 1)(1 - 2 \cdot 0,6) + 2 \cdot 0,6^2}{4,5 + 1 - 2 \cdot 0,6} = -0,0884,$$

Таблица 6

Относительные перемещения поршня $x_{н.м.т.}$ и $x_{в.м.т.}$ при $\lambda=1:3,5; 1:4; 1:4,5; 1:5$ и $1:5,5$

γ°	от нижней мертвой точки					$\lambda=0$	от верхней мертвой точки				
	$\lambda=1:3,5$	$\lambda=1:4$	$\lambda=1:4,5$	$\lambda=1:5$	$\lambda=1:5,5$		$\lambda=1:3,5$	$\lambda=1:4$	$\lambda=1:4,5$	$\lambda=1:5$	$\lambda=1:5,5$
5	0,00138	0,00143	0,00148	0,00153	0,00158	0,00190	0,00223	0,00228	0,00233	0,00238	0,00243
10	0,00542	0,00572	0,00592	0,00612	0,00622	0,00760	0,00897	0,00907	0,00927	0,00947	0,00977
15	0,01221	0,01281	0,01331	0,01371	0,01401	0,01704	0,02006	0,02036	0,02076	0,02126	0,02186
20	0,02175	0,02285	0,02365	0,02435	0,02485	0,03015	0,03546	0,03596	0,03666	0,03746	0,03856
25	0,03400	0,03570	0,03690	0,03790	0,03870	0,04685	0,05499	0,05579	0,05679	0,05799	0,05969
30	0,04906	0,05136	0,05306	0,05446	0,05556	0,06699	0,07842	0,07952	0,08092	0,08262	0,08492
35	0,06687	0,06987	0,07207	0,07387	0,07537	0,09042	0,10548	0,10698	0,10878	0,11098	0,11398
40	0,08741	0,09111	0,09391	0,09621	0,09811	0,11698	0,13585	0,13775	0,14005	0,14285	0,14655
45	0,11070	0,11510	0,11850	0,12130	0,12360	0,14645	0,16930	0,17160	0,17440	0,17780	0,18220
50	0,13657	0,14177	0,14577	0,14907	0,15177	0,17861	0,20545	0,20815	0,21145	0,21545	0,22065
55	0,16512	0,17102	0,17562	0,17942	0,18252	0,21321	0,24390	0,24700	0,25080	0,25540	0,26130
60	0,19624	0,20284	0,20794	0,21214	0,21564	0,25000	0,28436	0,28786	0,29206	0,29716	0,30376
65	0,22969	0,23699	0,24259	0,24719	0,25099	0,28869	0,32640	0,33020	0,33480	0,34040	0,34770
70	0,26539	0,27339	0,27939	0,28429	0,28839	0,32899	0,36959	0,37369	0,37859	0,38459	0,39259
75	0,30325	0,31175	0,31815	0,32325	0,32755	0,37059	0,41364	0,41794	0,42304	0,42944	0,43794
80	0,34305	0,35195	0,35865	0,36395	0,36835	0,41318	0,45801	0,46241	0,46771	0,47441	0,48331
85	0,38450	0,39370	0,40060	0,40600	0,41050	0,45642	0,50235	0,50685	0,51225	0,51915	0,52835
90	0,42724	0,43674	0,44374	0,44924	0,45374	0,50000	0,54626	0,55076	0,55626	0,56326	0,57276

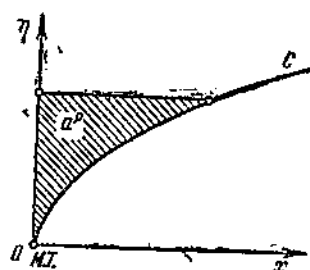
откуда $y = 180^\circ - 84^\circ 56' = 95^\circ 04'$, тогда как по приближенной формуле мы нашли бы

$$\cos y = -4,5 \left[1 - \sqrt{1 + \frac{2}{4,5} \left(1 - 2 \cdot 0,6 + \frac{1}{2 \cdot 4,5} \right)} \right] = -0,0945,$$

откуда

$$y = 180^\circ - 84^\circ 35' = 95^\circ 25'.$$

§ 2. Зависимость геометрического действия окон от угла поворота кривошипа



Фиг.6

Для вычисления геометрического действия продувочных и выхлопных окон целесообразно предварительно найти вспомогательную величину, которая на фиг. 6 представлена заштрихованной площадкой, если OC есть кривая зависимости пути поршня (по оси абсцисс) от угла поворота кривошипа (по оси ординат). Условимся величину этой площадки обозначать через a^p , если перемещение поршня откладывается в относительных единицах x (по отношению к ходу поршня), а углы поворота кривошипа — в радианах η .

$$a^p = \int_0^\eta x d\eta. \quad (20)$$

Для возможности интегрирования возьмем здесь вместо точного выражения для x приближенное (10), полученное путем применения разложения в ряд,

$$x = 0,5 (1 - \cos \eta) \mp \frac{1}{\lambda} \left[\left(\frac{\lambda}{2} \sin \eta \right)^3 + \left(\frac{\lambda}{2} \sin \eta \right)^5 + 2 \left(\frac{\lambda}{2} \sin \eta \right)^7 + \dots \right].$$

Следовательно,

$$a^p = \int_0^{\eta} \left[0,5 (1 - \cos \eta) \mp \left(\frac{\lambda}{4} \sin^2 \eta + \frac{\lambda^3}{16} \sin^4 \eta + \frac{\lambda^5}{32} \sin^6 \eta + \dots \right) \right] d\eta =$$

$$= 2 \int_0^{\eta} \sin^2 \frac{\eta}{2} d \frac{\eta}{2} \mp \left(\frac{\lambda}{4} \int_0^{\eta} \sin^2 \eta d\eta + \frac{\lambda^3}{16} \int_0^{\eta} \sin^4 \eta d\eta + \frac{\lambda^5}{32} \int_0^{\eta} \sin^6 \eta d\eta + \dots \right).$$

Но

$$\int_0^{\eta} \sin^2 \eta d\eta = -\frac{1}{2} \cos \eta \sin \eta + \frac{1}{2} \eta = \frac{1}{2} \eta - \frac{1}{4} \sin 2\eta.$$

Значит, при $\lambda = 0$ (для гармонического движения).

$$a_z^p = \int_0^{\eta} 0,5 (1 - \cos \eta) d\eta = 2 \int_0^{\eta} \sin^2 \frac{\eta}{2} d \frac{\eta}{2} =$$

$$= \frac{\eta}{2} - \frac{1}{2} \sin \eta = 0,5 (\eta - \sin \eta). \quad (21)$$

Далее первый член в скобках дает

$$\frac{\lambda}{4} \int_0^{\eta} \sin^2 \eta d\eta = \frac{\lambda}{8} \eta - \frac{\lambda}{16} \sin 2\eta.$$

Поэтому, обозначая в общем случае

$$a^p = a_z^p \mp \Delta a^p, \quad (22)$$

где верхний знак относится к отсчету от н. м. т., а нижний — к отсчету от в. м. т., можно грубо принять

$$\Delta a^p \approx \frac{\lambda}{8} \eta - \frac{\lambda}{16} \sin 2\eta \quad (23)$$

и, следовательно, приближенно

$$a^p \approx \left(\frac{\eta}{2} - \frac{1}{2} \sin \eta \right) \mp \left(\frac{\lambda}{8} \eta - \frac{\lambda}{16} \sin 2\eta \right) =$$

$$= \frac{1}{2} (\eta - \sin \eta) \mp \frac{\lambda}{8} \left(\eta - \frac{\sin 2\eta}{2} \right). \quad (24)$$

Затем второй член в скобках дает

$$\frac{\lambda^3}{16} \int_0^{\eta} \sin^4 \eta d\eta = \frac{\lambda^3}{16} \left(-\frac{1}{4} \cos \eta \cdot \sin^3 \eta + \frac{3}{4} \int_0^{\eta} \sin^2 \eta d\eta \right) =$$

$$= \frac{\lambda^3}{16} \left[-\frac{1}{8} \sin 2\eta \cdot \sin^2 \eta + \frac{3}{4} \left(\frac{1}{2} \eta - \frac{1}{4} \sin 2\eta \right) \right] =$$

$$= \frac{\lambda^3}{16} \left(\frac{3}{8} \eta - \frac{3}{16} \sin 2\eta - \frac{1}{8} \sin 2\eta \cdot \sin^2 \eta \right) =$$

$$= \frac{3\lambda^3}{16 \cdot 8} \eta - \frac{3\lambda^3}{16 \cdot 16} \sin 2\eta - \frac{\lambda^3}{16 \cdot 8} \sin 2\eta \cdot \sin^2 \eta.$$

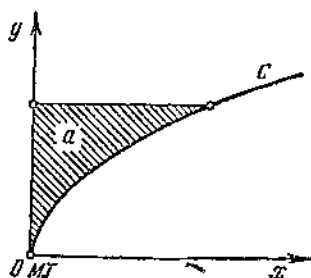
Третий член в скобках дает

$$\begin{aligned} \frac{\lambda^5}{32} \int_0^{\eta} \sin^6 \eta \, d\eta &= \frac{\lambda^5}{32} \left(-\frac{1}{6} \cos \eta \cdot \sin^5 \eta + \frac{5}{6} \int_0^{\eta} \sin^4 \eta \cdot d\eta \right) = \\ &= \frac{\lambda^5}{32} \left[-\frac{1}{12} \sin 2\eta \cdot \sin^4 \eta + \frac{5}{6} \left(\frac{3}{8} \eta - \frac{3}{16} \sin 2\eta - \frac{1}{8} \sin 2\eta \cdot \sin^2 \eta \right) \right] = \\ &= \frac{\lambda^5}{32} \left(\frac{5}{16} \eta - \frac{5}{32} \sin 2\eta - \frac{5}{48} \sin 2\eta \cdot \sin^2 \eta - \frac{1}{12} \sin 2\eta \cdot \sin^4 \eta \right) = \\ &= \frac{5\lambda^5}{32 \cdot 16} \eta - \frac{5\lambda^5}{32 \cdot 32} \sin 2\eta - \frac{5\lambda^5}{32 \cdot 48} \sin 2\eta \cdot \sin^2 \eta - \frac{\lambda^5}{32 \cdot 16} \sin 2\eta \cdot \sin^4 \eta. \end{aligned}$$

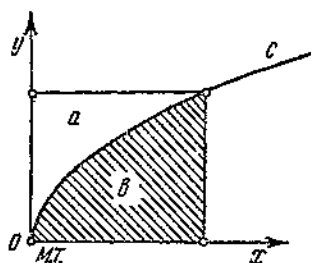
Итак, в общем случае можно принять

$$\begin{aligned} \Delta a^p &= \eta \left(\frac{\lambda}{8} + \frac{3\lambda^3}{16 \cdot 8} + \frac{5\lambda^5}{32 \cdot 16} \right) - \sin 2\eta \left(\frac{\lambda}{16} + \frac{3\lambda^3}{16 \cdot 16} + \frac{5\lambda^5}{32 \cdot 32} \right) - \\ &\quad - \sin 2\eta \cdot \sin^2 \eta \left(\frac{\lambda^3}{16 \cdot 8} + \frac{5\lambda^5}{32 \cdot 48} \right) - \sin 2\eta \cdot \sin^4 \eta \frac{\lambda^5}{32 \cdot 12} = \\ &= \frac{\lambda}{8} \left[\eta \left(1 + \frac{3\lambda^2}{16} + \frac{5\lambda^4}{64} \right) - \frac{\sin 2\eta}{2} \left(1 + \frac{3\lambda^2}{16} + \frac{5\lambda^4}{64} \right) \right] - \sin 2\eta \cdot \sin^2 \eta \left(\frac{\lambda^3}{16 \cdot 8} + \frac{5\lambda^5}{32 \cdot 48} \right) - \\ &\quad - \sin 2\eta \cdot \sin^4 \eta \frac{\lambda^5}{32 \cdot 12} \approx \frac{\lambda}{8} \left(1 + \frac{3\lambda^2}{16} \right) \left(\eta - \frac{\sin 2\eta}{2} \right) - \frac{\lambda^3}{16 \cdot 8} \sin 2\eta \cdot \sin^2 \eta. \quad (25) \end{aligned}$$

Практически углы поворота кривошипа обычно измеряют в градусах, а не в радианах. Так как 1 радиан = 57,29578°, то число градусов η в 57,29578 раз больше, чем число радианов η в том же самом угле. Поэтому, отклады-



Фиг. 7



Фиг. 8

вая по оси абсцисс поперечному относительное перемещение поршня x , а по оси ординат — углы в градусах y (фиг. 7), для заштрихованной площадки

$$a = \int_0^y x \, dy \quad (26)$$

мы должны получить, очевидно, числовую величину в 57,29578 раз больше, чем a^p при первоначальных осях координат. Поэтому, используя выше найденные формулы, мы найдем при $\lambda = 0$

$$a_2 = \int_0^y x_2 \, dy = 57,29578 a^p_2 = \frac{57,29578}{2} (\eta - \sin \eta) = 28,64789 (\eta - \sin \eta). \quad (27)$$

В общем же случае

$$a = a_2 \mp \Delta a, \quad (28)$$

где

$$\Delta a = 57,29578 \Delta a^p = 57,29578 \frac{\lambda}{8} \left(1 + \frac{3\lambda^2}{16}\right) \left(\eta - \frac{\sin 2\eta}{2}\right) -$$

$$- 57,29578 \frac{\lambda^3}{16 \cdot 8} \sin 2\eta \cdot \sin^2 \eta \quad (29)$$

или упрощенно

$$\Delta a \approx 57,29578 \frac{\lambda}{8} \left(\eta - \frac{\sin 2\eta}{2}\right). \quad (30)$$

В табл. 3 приведены значения вспомогательных величин $a_{н.м.т.}$ и $a_{в.м.т.}$ (от н. м. т. и от в. м. т.), вычисленные по указанному выше более точному способу для углов поворота кривошипа η от 0 до 90° при $\lambda = 1:4,5$. В той же таблице, кроме того, дан еще ряд величин, главнейшая из коих обозначена через b и находится по величине a из соотношения (фиг. 8)

$$b = ux - a. \quad (31)$$

Примечание. Зависимость между величинами b , вычисленными от н. м. т. и от в. м. т., характеризуется следующими соотношениями:

$$x = x_2 \mp \Delta x; ux = ux_2 \mp \Delta x; a = a_2 \mp \Delta a;$$

$$b = ux - a = ux_2 \mp ux \Delta x - a_2 \mp \Delta a = (ux_2 - a_2) \mp (ux \Delta x - \Delta a).$$

Следовательно,

$$\left. \begin{aligned} b &= b_2 \mp \Delta b; \\ b_2 &= ux_2 - a_2; \\ \Delta b &= ux \Delta x - \Delta a \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

или иначе

$$\left. \begin{aligned} b_{н.м.т.} &= b_2 - \Delta b; \\ b_{в.м.т.} &= b_2 + \Delta b. \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

Таблица 7

Величины $a_{н.м.т.}$, $b_{н.м.т.}$, $a_{в.м.т.}$ и $b_{в.м.т.}$ при $\lambda = 1:4,5$

η°	a_2	Δa	$a_{н.м.т.}$	$x_{н.м.т.}$	$ux_{н.м.т.}$	$b_{н.м.т.}$	$(b:ux)_{н.м.т.}$	$a_{в.м.т.}$	$x_{в.м.т.}$	$ux_{в.м.т.}$	$b_{в.м.т.}$	$(b:ux)_{в.м.т.}$
5	0,0032	0,0007	0,0025	0,001481	0,0074	0,0049	(0,6620)	0,0039	0,002325	0,01162	0,0077	(0,6627)
10	0,0252	0,0056	0,0196	0,005920	0,0592	0,0396	(0,6688)	0,0308	0,009272	0,09272	0,0619	(0,6675)
15	0,0855	0,0188	0,0667	0,013312	0,1997	0,1330	0,6660	0,1043	0,020762	0,31143	0,2071	0,6650
20	0,2020	0,0441	0,1579	0,023645	0,4729	0,3150	0,6660	0,2451	0,036668	0,73326	0,4872	0,6645
25	0,3928	0,0850	0,3078	0,036901	0,9225	0,6147	0,6661	0,4778	0,056791	1,41978	0,9420	0,6635
30	0,6761	0,1444	0,5317	0,053055	1,5917	1,0600	0,6660	0,8205	0,080919	2,42757	1,6071	0,6620
35	1,0683	0,2250	0,8433	0,072072	2,5225	1,6792	0,6657	1,2933	0,108776	3,80716	2,5139	0,6605
40	1,5854	0,3285	1,2569	0,093905	3,7562	2,4993	0,6653	1,9139	0,140051	5,60204	3,6881	0,6583
45	2,2428	0,4560	1,7868	0,118495	5,3323	3,5455	0,6658	2,6983	0,174399	7,84796	5,1492	0,6562
50	3,0544	0,6080	2,4464	0,145766	7,2883	4,8419	0,6645	3,6624	0,211446	10,5723	6,9099	0,6536
55	4,0330	0,7841	3,2489	0,175620	9,6590	6,4101	0,6630	4,8171	0,250804	13,79422	8,9771	0,6510
60	5,1901	0,9834	4,2067	0,207940	12,4762	8,2695	0,6628	6,1735	0,292060	17,5236	11,3501	0,6477
65	6,5361	1,2039	5,3322	0,242585	15,7678	10,4356	0,6617	7,7400	0,334797	21,76181	14,0218	0,6442
70	8,0798	1,4434	6,6364	0,279386	19,5573	12,9209	0,6606	9,5232	0,378594	26,50158	16,9784	0,6405
75	9,8280	1,6988	8,1292	0,318145	23,8606	15,7314	0,6590	11,5268	0,423037	31,72778	20,2010	0,6365
80	11,7872	1,9665	9,8207	0,358645	28,6913	18,8706	0,6578	13,7537	0,467707	37,41656	23,6629	0,6325
85	13,9613	2,2427	11,7186	0,400597	34,0509	22,3323	0,6560	16,2040	0,512247	43,54100	27,3370	0,6279
90	16,3519	2,5232	13,8287	0,443742	39,9364	26,1077	0,6540	18,8751	0,556258	50,06322	31,1881	0,6230

Табл. 7 дает возможность нахождения величины b для любого y или x при $\lambda = 1:4,5$. При небольших отклонениях λ от этого значения (например при $\lambda = 1:4$ до $1:5$) можно с известным приближением пользоваться этой же таблицей.

Для расчета собственно продувки величиной, определяющей геометрическое действие продувочных окон, является

$$b_s = 2b_s, \quad (34)$$

где (фиг. 9) $b_s = [011']$, x_s — относительная высота продувочных окон, а y_s — соответственное положение кривошипа.

Для расчета предварения выхлопа геометрическое действие определяется величиной

$$b_a = b_\psi - [b_s + y_s (x_\psi - x_s)], \quad (35)$$

где $b_\psi = [022']$,

$$y_s (x_\psi - x_s) = [1'132'],$$

x_ψ — относительная высота выхлопных окон, а y_ψ — соответственное положение кривошипа.

Однако при λ , не равном $1:4,5$, правильнее и во многих случаях безу-

словно необходимо вместо пользования табл. 3 обращаться к самостоятельному вычислению искомой величины b для требуемого отношения λ . Самостоятельное вычисление величины b может оказаться необходимым и при $\lambda = 1:4,5$, если для единичных подсчетов интерполирование по табл. 3 является ненадежным (например, вблизи м. т.).

Для единичных подсчетов величины b при произвольных углах y и отношениях λ следует пользоваться формулами, вывод которых был дан выше. При этом, если данным служит относительное положение поршня x , но не угол y , то предварительно нужно сделать переход от x к y по ф-ле (18)

$$\cos y = \frac{\left(\pm \frac{1}{\lambda} - 1\right)(1 - 2x) - 2x^2}{\left(\pm \frac{1}{\lambda} - 1\right) + 2x}.$$

Далее имеем общую ф-лу (32)

$$b = b_2 \mp \Delta b,$$

где, принимая $57,29578 : 2 = 28,64789 \approx 28,65$,

$$b_2 = yx_2 - a_2; \quad x_2 = 0,5(1 - \cos y); \quad a_2 = 0,5y - 28,65 \sin y,$$

а следовательно,

$$b_2 = 0,5y(1 - \cos y) - 0,5y + 28,65 \sin y = 28,65 \sin y - 0,5y \cos y. \quad (36)$$

Затем применяем ф-лы (32) и (12)

$$\Delta b = y \Delta x - \Delta a,$$

$$\Delta x = \frac{1}{\lambda} \left[\left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^2 + \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^4 + 2 \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^6 + \dots \right]$$

или приблизительно

$$\Delta x \approx \frac{\lambda}{4} \sin^2 y.$$

Далее

$$\Delta a = 57,30 \frac{\lambda}{8} \left[\left(1 + 3 \frac{\lambda^2}{16} \right) \left(\frac{y}{57,30} - \frac{\sin 2y}{2} \right) - \frac{\lambda^2}{16} \sin 2y \cdot \sin^2 y \right]$$

или приблизительно

$$\Delta a \approx \frac{\lambda}{8} (y - 28,65 \sin 2y),$$

а следовательно

$$\begin{aligned} \Delta b = & \frac{y}{\lambda} \left[\left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^2 + \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^4 + 2 \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^6 + \dots \right] - \\ & - 57,30 \frac{\lambda}{8} \left[\left(1 + 3 \frac{\lambda^2}{16} \right) \left(\frac{y}{57,30} - \frac{\sin 2y}{2} \right) - \frac{\lambda^2}{16} \sin 2y \cdot \sin^2 y \right] \end{aligned} \quad (37)$$

или приблизительно

$$\begin{aligned} \Delta b \approx & \frac{\lambda}{4} (y \sin^2 y - 0,5 y + 14,325 \sin 2y) = \\ & = \frac{\lambda}{4} [y (\sin^2 y - 0,5) + 14,325 \sin 2y]. \end{aligned} \quad (38)$$

Поэтому окончательно находим

$$b = (28,65 \sin y - 0,5 y \cos y) \pm \left\{ \frac{y}{\lambda} \left[\left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^2 + \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^4 + 2 \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^6 + \dots \right] - 57,30 \frac{\lambda}{8} \left[\left(1 + 3 \frac{\lambda^2}{16} \right) \left(\frac{y}{57,30} - \frac{\sin 2y}{2} \right) - \frac{\lambda^2}{16} \sin 2y \sin^2 y \right] \right\} \quad (39)$$

или приблизительно

$$b \approx (28,65 \sin y - 0,5 y \cos y) \pm \frac{\lambda}{4} [y (\sin^2 y - 0,5) + 14,325 \sin 2y]. \quad (40)$$

Погрешность последней формулы по сравнению с предпоследней составляет

$$\begin{aligned} \Delta = & \pm \left\{ \frac{y}{\lambda} \left[\left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^4 + 2 \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^6 + \dots \right] - 57,30 \frac{\lambda}{8} \left[3 \frac{\lambda^2}{16} \left(\frac{y}{57,30} - \right. \right. \right. \\ & \left. \left. \left. - \frac{\sin 2y}{2} \right) - \frac{\lambda^2}{16} \sin 2y \sin^2 y \right] \right\} = \pm \left\{ \frac{y}{\lambda} \left[\left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^4 + 2 \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^6 + \dots \right] - \right. \\ & \left. - 28,65 \left(\frac{\lambda}{4} \right)^3 \left[\frac{y}{19,10} - (1,5 + \sin^2 y) \sin 2y \right] \right\}. \end{aligned} \quad (41)$$

В качестве примера вычислим по последней формуле погрешность для весьма невыгодного случая $y = 90^\circ$ при $\lambda = 1:3,5$.

$$\begin{aligned} \frac{\lambda}{2} \sin y = & \frac{1}{7} = 0,1429; \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^2 = 0,02041; \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^4 = 0,0004170; \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^6 = \\ & = 0,0000085; \frac{y}{57,3} = \frac{90}{57,3} = 1,571; \sin 2y = 0; - \left(\frac{\lambda}{4} \right)^3 = \frac{1}{14^3} = 0,0003645. \end{aligned}$$

$$\Delta = \pm \left[3,5 \cdot 90 (0,0004170 \pm 0,0000170) - 28,65 \cdot 0,0003645 \frac{90}{19,10} \right] = \pm 0,0875.$$

А так как для рассматриваемого случая точное значение $b = 25,34$ градус-долей (см. ниже, табл. 12), то, следовательно, относительная величина погрешности приближенной формулы составляет

$$\frac{0,0875}{25,34} = 0,3452\%$$

что нередко допустимо, и, во всяком случае, полученная степень точности выше, чем достижимая планиметрированием кривой пути поршня.

Вычисляя коэффициенты ф-лы (40)

$$b = (28,65 \sin y - 0,5 y \cos y) \mp \frac{\lambda}{4} [y (\sin^2 y - 0,5) + 14,325 \sin 2y]$$

для углов от $y = 10^\circ$ до $y = 90^\circ$ через интервалы в 10° , мы получаем следующие частные формулы:

$$y = 10^\circ;$$

$$\sin y = 0,17365; \cos y = 0,9848; \sin 2y = 0,3420; \sin^2 y = 0,03016 \approx 0,0302;$$

$$b = (28,65 \cdot 0,17365 - 5 \cdot 0,9848) \mp \frac{\lambda}{4} (-10 \cdot 0,4698 + 14,325 \cdot 0,3420) = \\ = 0,053 \mp 0,052 \lambda; \quad (42)$$

$$y = 20^\circ;$$

$$\sin y = 0,3420; \cos y = 0,9397; \sin 2y = 0,6428; \sin^2 y = 0,1169;$$

$$b = (28,65 \cdot 0,3420 - 10 \cdot 0,9397) \mp \frac{\lambda}{4} (-20 \cdot 0,3831 + 14,325 \cdot 0,6428) = \\ = 0,403 \mp 0,387 \lambda; \quad (43)$$

$$y = 30^\circ;$$

$$\sin y = 0,5; \cos y = 0,8660; \sin 2y = 0,8660; \sin^2 y = 0,25;$$

$$b = (28,65 \cdot 0,5 - 15 \cdot 0,8660) \mp \frac{\lambda}{4} (-30 \cdot 0,25 + 14,325 \cdot 0,8660) = \\ = 1,335 \mp 1,2264 \lambda; \quad (44)$$

$$y = 40^\circ;$$

$$\sin y = 0,6428; \cos y = 0,7660; \sin 2y = 0,9848; \sin^2 y = 0,4132;$$

$$b = (28,65 \cdot 0,6428 - 20 \cdot 0,7660) \mp \frac{\lambda}{4} (-40 \cdot 0,0868 + 14,325 \cdot 0,9848) = \\ = 3,097 \mp 2,6595 \lambda; \quad (45)$$

$$y = 50^\circ;$$

$$\sin y = 0,7660; \cos y = 0,6428; \sin 2y = 0,9848; \sin^2 y = 0,5868;$$

$$b = (28,65 \cdot 0,766 - 25 \cdot 0,6428) \mp \frac{\lambda}{4} (50 \cdot 0,0868 + 14,325 \cdot 0,9848) = \\ = 5,876 \mp 4,637 \lambda; \quad (46)$$

$$y = 60^\circ;$$

$$\sin y = 0,8660; \cos y = 0,5; \sin 2y = 0,8660; \sin^2 y = 0,75;$$

$$b = (28,65 \cdot 0,866 - 30 \cdot 0,5) \mp \frac{\lambda}{4} (60 \cdot 0,25 + 14,325 \cdot 0,866) =$$

$$= 9,81 \mp 6,8525 \lambda;$$

$$y = 70^\circ;$$

$$\sin y = 0,9397; \cos y = 0,3420; \sin 2y = 0,6428; \sin^2 y = 0,8830;$$

$$b = (28,65 \cdot 0,9397 - 35 \cdot 0,3420) \mp \frac{\lambda}{4} (70 \cdot 0,383 + 14,325 \cdot 0,6428) =$$

$$= 14,952 \mp 9,0045 \lambda;$$

$$y = 80^\circ;$$

$$\sin y = 0,9848; \cos y = 0,17365; \sin 2y = 0,3420; \sin^2 y = 0,9699;$$

$$b = (28,65 \cdot 0,9848 - 40 \cdot 0,17365) \mp \frac{\lambda}{4} (80 \cdot 0,4699 + 14,325 \cdot 0,342) =$$

$$= 21,265 \mp 10,625 \lambda;$$

$$y = 90^\circ;$$

$$\sin y = 1; \cos y = 0; \sin 2y = 0; \sin^2 y = 1;$$

$$b = (28,65 - 45 \cdot 0) \mp \frac{\lambda}{4} (90 \cdot 0,5 - 14,325 \cdot 0) = 28,65 \mp 11,25 \lambda. \quad (50)$$

Ниже приводится таблица приближенных значений b , найденных по ф-лам от (42) по (50).

Таблица 8

λ	$y=10^\circ$	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
1:3,5	0,038	0,292	0,985	2,337	4,551	7,851	12,379	18,235	25,427
1:4,5	0,041	0,317	1,062	2,506	4,846	8,286	12,951	18,905	26,150
точно	0,0396	0,3150	1,050	2,499	4,842	8,270	12,921	18,871	26,108
1:5,5	0,044	0,333	1,112	2,613	5,033	8,565	13,315	19,340	26,605
0	0,053	0,403	1,335	3,097	5,876	9,81	14,952	21,265	28,65
1:5,5	0,062	0,473	1,558	3,581	6,719	11,057	16,589	23,20	30,695
1:4,5	0,065	0,489	1,608	3,688	6,906	11,333	16,953	23,63	31,150
точно	0,0619	0,4872	1,607	3,688	6,910	11,350	16,978	23,663	31,188
1:3,5	0,068	0,514	1,685	3,857	7,201	11,768	17,525	24,31	31,873

Представляя зависимость между b и b_z в формуле

$$b = b_z (1 \mp q \lambda), \quad (51)$$

мы можем для коэффициента q пользоваться таблицей 9.

Таблица 9

y	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
q	0,9810	0,9603	0,9187	0,8587	0,7890	0,6986	0,6020	0,4996	0,3927

§ 3. Сокращенные способы нахождения геометрического действия окон b при произвольном λ

Приведенные выше способы вычисления величины b страдают значительной сложностью (это частично касается и последнего упрощенного способа).

Для технического расчета продувки и выхлопа могут быть применены значительно более простые, сокращенные способы вычисления величины b , один из которых требует знания одновременно x и y , другой же требует лишь знания x ; кроме того, в обоих случаях требуется наличие особых вспомогательных таблиц, содержащих в себе поправочные коэффициенты. Однако, переменность этих поправочных коэффициентов настолько незначительна, что во многих случаях допустимо вместо этих таблиц пользоваться некоторыми округленными значениями упомянутых коэффициентов, принимая их за постоянные.

Первый из этих сокращенных способов вычисления величины b основывается на приблизительной пропорциональности между b и произведением yx . Если обозначить

$$b = n \cdot yx, \quad (52)$$

то для определения коэффициента n имеем

$$n = \frac{b}{yx} = \frac{B}{y\sigma\%}. \quad (53)$$

В табл. 10 приведено вычисление этого коэффициента n при $\lambda = 1:4,5$ для y от 10 до 90°, беря исходный материал из табл. 3.

Заметим предварительно, что из формулы

$$x = x_2 \mp \Delta x$$

следует

$$x_{н.м.т.} = x_2 - \Delta x; \quad x_{в.м.т.} = x_2 + \Delta x; \quad x_2 = 0,5 (x_{н.м.т.} + x_{в.м.т.}), \quad (54)$$

а из формулы

$$b = b_2 \mp \Delta b$$

получается

$$b_{н.м.т.} = b_2 - \Delta b; \quad b_{в.м.т.} = b_2 + \Delta b; \quad b_2 = 0,5 (b_{н.м.т.} + b_{в.м.т.}). \quad (55)$$

По этим формулам, имея $x_{н.м.т.}$, $x_{в.м.т.}$, $b_{н.м.т.}$ и $b_{в.м.т.}$, мы можем получить также

$$n_2 = \frac{b_2}{yx_2} = \frac{B_2}{y\sigma_2}. \quad (56)$$

Сопоставление формул

$$n_{н.м.т.} = \frac{b_2 - \Delta b}{y(x_2 - \Delta x)}; \quad n_2 = \frac{b_2}{yx_2} \text{ и } n_{в.м.т.} = \frac{b_2 + \Delta b}{y(x_2 + \Delta x)}$$

показывает, что при отсутствии пропорциональности между $\frac{b_2}{x_2}$ и $\frac{\Delta b}{\Delta x}$ разности $(n_{н.м.т.} - n_2)$ и $(n_2 - n_{в.м.т.})$ не могут быть равны. Поэтому, принимая для отсчета от в.м.т. отношение λ положительным, а для отсчета от н.м.т. — отрицательным, мы можем утверждать, что функциональная зависимость b от λ не является прямолинейной; однако, она очень близка к прямолинейной, как показывает табл. 10.

Таблица 10

y	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
от н.м.т. $\lambda = 1:4,5$	$\sigma\% = 0,592$ $yx = 0,0592$ $b = 0,0396$ $n = 0,6688$	2,365 0,473 0,3150 0,6660	5,306 1,5918 1,0600 0,6660	9,391 3,7564 2,4993 0,6653	14,577 7,2885 4,8419 0,6645	20,794 12,478 8,2695 0,6628	27,939 19,56 12,9209 0,6606	35,865 28,695 18,8706 0,6578	44,374 39,94 26,1077 0,6540
$\lambda = 0$	$\sigma\% = 0,760$ $yx = 0,0760$ $b = 0,05075$ $n = 0,6677$	3,015 0,608 0,4011 0,6660	6,699 2,0037 1,3335 0,6635	11,698 4,6792 3,0937 0,6610	17,861 8,9305 5,8759 0,6579	25,000 15,000 9,8098 0,6540	32,899 23,03 14,9497 0,6492	41,318 33,06 21,2668 0,6435	50,000 45,00 28,6479 0,6367
от н.м.т. $\lambda = -1:4,5$	$\sigma\% = 0,927$ $yx = 0,0927$ $b = 0,0619$ $n = 0,6675$	3,666 0,7332 0,4872 0,6645	8,092 2,4276 1,6071 0,6620	14,003 5,6020 3,6881 0,6583	21,145 10,5725 6,9099 0,6536	29,206 17,522 11,3501 0,6477	37,859 26,50 16,9784 0,6405	46,771 37,41 23,6629 0,6325	55,626 50,08 31,1881 0,6230

На фиг. 10 полученные в табл. 10 результаты представлены графически, откладывая по оси абсцисс значения λ ($\lambda = 1:4,5$; $\lambda = 0$ и $\lambda = -1:4,5$), а по оси ординат — значения коэффициента n . Как видно из этой фигуры, кривые n весьма близки к прямым, имея, однако, незначительную выпуклость в сторону оси абсцисс. Кроме того, мы замечаем, что значения коэффициента n убывают с увеличением y и с уменьшением λ .

Для имеющих наибольшее практическое значение пределов изменения λ и y пучок этих кривых линий можно с небольшой погрешностью заменить пучком прямых линий, пересекающихся в точке с координатами $\lambda = 0,4$ и $n = 0,667$, уравнение же этого пучка можно представить в таком виде:

$$n = 0,667 - 0,09(0,4 - \lambda_{\text{н.м.т.}}) \left(\frac{y}{100} \right)^2. \quad (57)$$

Построенные по этому уравнению прямые нанесены на фиг. 10 пунктиром. Ординаты этих прямых, соответствующие абсциссе $\lambda = -0,3$ (т. е. $\lambda_{\text{н.м.т.}} = 0,3$), находятся так:

$$n = 0,667 - 0,09 \cdot 0,7 \left(\frac{y}{100} \right)^2 = 0,667 - 0,063 \left(\frac{y}{100} \right)^2. \quad (58)$$

По ф-ле (58) получена табл. 11.

Таблица 11

y	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
$n =$	0,666	0,664	0,661	0,657	0,651	0,644	0,636	0,627	0,616

В пределах этой "фигуры" расхождение между кривыми и заменяющими их прямыми не превосходит 0,003, т. е. погрешность от этой замены менее 0,5% от величины n , а для наиболее ходовых значений λ эта погрешность еще меньше.

Для точных подсчетов следует пользоваться непосредственно кривыми фиг. 10, не прибегая к их спрямлению.

Напротив, для ходовых значений λ и y , при отсчетах от н.м.т., можно принять с практически достаточной точностью коэффициент n за постоянную величину, примерно

$$n = 0,664,$$

Диаграмма фиг. 10 построена по трем значениям λ (1:4,5; 0 и —1:4,5), но вследствие малой кривизны ее линий мы можем получить из этой диаграммы значения n для произвольных значений λ (в частности для $\lambda = 1:3,5$; 1:5,5; —1:5,5 и —1:3,5).

Найденные таким путем величины n даны в табл. 12. Кроме того, там же приведены вычисленные по n значения b в сопоставлении с приближенными (из табл. 12).

Таблица 12

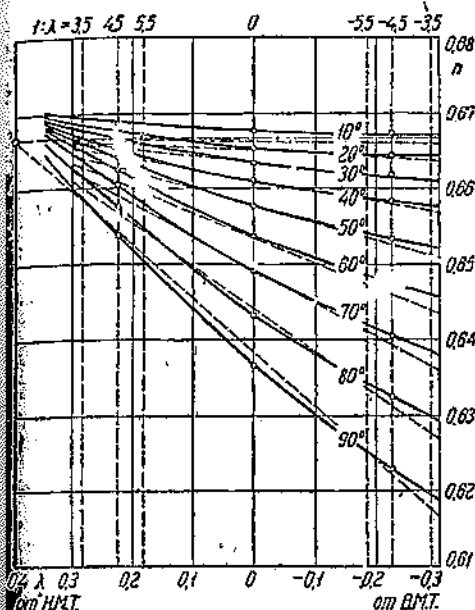
$y =$		10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
от н.м.т. $\lambda = 1:3,5$	$\sigma\% =$	0,542	2,175	4,906	8,741	13,657	19,624	26,539	34,305	42,724
	$yx =$	0,0542	0,435	1,4718	3,4964	6,8285	11,774	18,577	27,445	38,45
	$n =$	0,6695	0,669	0,668	0,6675	0,6665	0,665	0,664	0,662	0,659
	$b = nux$	0,0363	0,2911	0,9833	2,334	4,551	7,83	12,34	18,165	25,34
	по табл. 8	0,038	0,292	0,985	2,337	4,551	7,851	12,379	18,235	25,427
от н.м.т. $\lambda = 1:4,5$	$\sigma\% =$	0,592	2,365	5,306	9,891	14,577	20,794	27,939	35,865	44,374
	$yx =$	0,0592	0,473	1,5918	3,7564	7,2885	12,478	19,56	28,695	39,94
	$n =$	0,669	0,668	0,667	0,6655	0,6645	0,663	0,6605	0,658	0,654
	$b =$	0,0396	0,3160	1,0618	2,500	4,842	8,27	12,92	18,88	26,11
	по табл. 8	0,041	0,317	1,062	2,506	4,846	8,286	12,951	18,905	26,150
от н.м.т. $\lambda = 1:5,5$	$\sigma\% =$	0,622	2,485	5,556	9,811	15,177	21,564	28,839	36,835	45,374
	$yx =$	0,0622	0,497	1,6668	3,9244	7,5885	12,94	20,19	29,46	40,84
	$n =$	0,6685	0,667	0,666	0,6645	0,663	0,661	0,658	0,655	0,6505
	$b =$	0,0416	0,3316	1,1100	2,608	5,030	8,555	13,28	19,30	26,56
	по табл. 8	0,044	0,333	1,112	2,613	5,033	8,565	13,315	19,340	26,605
$\lambda = 0$	$\sigma\% =$	0,760	3,015	6,699	11,698	17,861	25,000	32,899	41,318	50,000
	$yx =$	0,0760	0,603	2,0097	4,6792	8,9305	15,000	23,03	33,06	45,00
	$n =$	0,6675	0,6655	0,6635	0,661	0,658	0,654	0,649	0,6435	0,6365
	$b =$	0,0507	0,4013	1,3335	3,094	5,875	9,81	14,95	23,27	28,65
	по табл. 8	0,053	0,403	1,335	3,097	5,876	9,81	14,952	21,265	28,65
от в.м.т. $\lambda = 1:5$	$\sigma\% =$	0,897	3,546	7,842	13,585	20,545	28,436	36,959	45,801	54,626
	$yx =$	0,0897	0,7092	2,3526	5,4340	10,2725	17,060	25,875	36,65	49,17
	$n =$	0,667	0,665	0,662	0,6585	0,654	0,6485	0,642	0,634	0,625
	$b =$	0,0598	0,4717	1,558	3,578	6,717	11,06	16,62	23,24	30,74
	по табл. 8	0,062	0,473	1,558	3,581	6,719	11,057	16,589	23,20	30,695
от в.м.т. $\lambda = 1:4,5$	$\sigma\% =$	0,527	3,666	8,092	14,005	21,145	29,206	37,859	46,771	55,626
	$yx =$	0,0927	0,7332	2,4276	5,6020	10,5725	17,522	26,50	37,41	50,08
	$n =$	0,667	0,665	0,6615	0,658	0,6535	0,6475	0,6405	0,6325	0,623
	$b =$	0,0618	0,4876	1,606	3,687	6,91	11,35	16,98	23,66	31,20
	по табл. 8	0,065	0,489	1,608	3,688	6,906	11,333	16,953	23,63	31,150
от в.м.т. $\lambda = 1:3,5$	$\sigma\% =$	0,977	3,856	8,492	14,655	22,065	30,376	39,259	48,331	57,276
	$yx =$	0,0977	0,7712	2,5476	5,8620	11,0325	18,222	27,485	38,66	51,55
	$n =$	0,667	0,664	0,661	0,657	0,652	0,646	0,638	0,630	0,620
	$b =$	0,0652	0,5121	1,684	3,852	7,193	11,775	17,54	24,36	31,96
	по табл. 8	0,068	0,514	1,685	3,857	7,201	11,768	17,525	24,31	31,873

Эта таблица показывает, что между значениями величины b , найденной по коэффициенту n (взятому по графику фиг. 10), и между приближенными значениями b , полученными непосредственными вычислениями по упрощенной тригонометрической формуле (ф-ла 40), получается лишь небольшое различие, не имеющее практического значения даже при наибольших y . Это подтверждает достоверность кривых, приведенных на фиг. 10. Между приведенными здесь значениями величины b при $\lambda = 1:4,5$ и соответствующими точными значениями (ф-ла 41) разница совершенно ничтожна и объясняется лишь неизбежной неточностью вычислений.

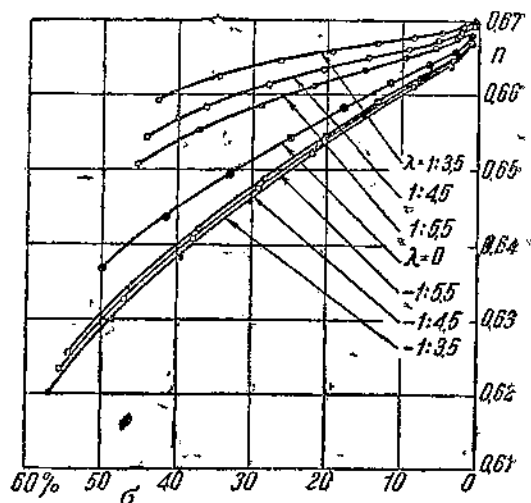
Таким образом, эта таблица подтверждает возможность пользоваться графиком фиг. 10 для нахождения n и далее — для вычисления b при любых комбинациях λ и y .

В качестве варианта фиг. 10 на фиг. 11 дается график зависимости коэффициента n от относительного положения поршня $\sigma\%$, что представляет некоторые преимущества для практического применения.

Однако, способ вычисления величины b по коэффициенту n , взятому из графиков фиг. 10 или фиг. 11, обладает весьма существенным недостатком, заключающимся в том, что формула для вычисления b содержит в себе одновременно как x , так и y , следовательно, имея одну из этих величин заданной, необходимо



Фиг. 10



Фиг. 11

либо предварительно найти другую, пользуясь соответствующими таблицами и формулами, что требует лишнего времени.

Переходим к последнему из сокращенных способов нахождения величины b , представляющему наибольшую практическую ценность, — именно к способу нахождения b по заданному относительному положению поршня (x или $\sigma\%$) и некоторому коэффициенту m , смысл которого поясняется формулой

$$b = \frac{m}{1 \mp \frac{\lambda}{2}} \sigma\%^{1/2}, \quad (59)$$

откуда для нахождения этого коэффициента имеем

$$m = \frac{\left(1 \mp \frac{\lambda}{2}\right) b}{\sigma\%^{1/2}}. \quad (60)$$

Этот коэффициент m , как первоначально показал Фенпль (Förpl, O., VDI, 1913), подобно коэффициенту n , меняется для различных комбинаций λ и y лишь в небольших пределах.

В табл. 13 дано вычисление этого коэффициента m для ранее взятых нами комбинаций λ и y , используя в качестве исходного материала те значения действия окон b , которые приведены в данной таблице на основании вычислений с помощью коэффициента n .

Таблица 13

$y =$		10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
от н. м. т. при $\lambda = 1:3,5$ $1 - \frac{\lambda}{2} = 0,8577$	$\sigma =$	0,542	2,175	4,906	8,741	13,657	19,624	26,539	34,305	42,724
	$\sigma^2/\lambda =$	0,3990	3,208	10,87	25,85	50,48	86,95	136,7	200,8	279,2
	$b =$	0,0363	0,2911	0,9833	2,334	4,551	7,83	12,34	18,165	25,34
	$m =$	0,07798	0,07777	0,07753	0,07738	0,07723	0,07718	0,07736	0,07754	0,07775
от н. м. т. при $\lambda = 1:4,5$ $1 - \frac{\lambda}{2} = 0,8889$	$\sigma =$	0,592	2,365	5,306	9,391	14,577	20,794	27,939	35,865	44,374
	$\sigma^2/\lambda =$	0,4555	3,639	12,222	28,78	55,65	94,82	147,65	214,8	295,5
	$b =$	0,0396	0,3160	1,0618	2,500	4,846	8,27	12,92	18,88	26,11
	$m =$	0,07726	0,07717	0,07719	0,07721	0,07740	0,07751	0,07777	0,07812	0,07855
от н. м. т. при $\lambda = 1:5,5$ $1 - \frac{\lambda}{2} = 0,9091$	$\sigma =$	0,622	2,485	5,556	9,811	15,177	21,564	28,839	36,835	45,374
	$\sigma^2/\lambda =$	0,4905	3,918	13,10	30,74	59,11	100,13	154,80	223,5	305,6
	$b =$	0,0416	0,3316	1,1100	2,608	5,030	8,555	13,28	19,30	26,56
	$m =$	0,07710	0,07695	0,07705	0,07716	0,07735	0,07766	0,07800	0,07850	0,07903
$\lambda = 0; 1 + \frac{\lambda}{2} = 1$	$\sigma =$	0,760	3,015	6,699	11,698	17,861	25,000	32,899	41,318	50,000
	$\sigma^2/\lambda =$	0,6625	5,237	17,34	40,00	75,48	125,00	188,7	265,5	353,5
	$b =$	0,0507	0,4013	1,3335	3,094	5,875	9,81	14,95	21,27	28,65
	$m =$	0,07652	0,07662	0,07690	0,07735	0,07783	0,07848	0,07922	0,08011	0,08106
от в. м. т. при $\lambda = 1:5,5$ $1 + \frac{\lambda}{2} = 1,0909$	$\sigma =$	0,897	3,546	7,842	13,585	20,545	28,436	36,959	45,801	54,626
	$\sigma^2/\lambda =$	0,8493	6,680	21,96	50,07	93,12	151,60	224,8	309,95	403,9
	$b =$	0,0598	0,4717	1,558	3,578	6,717	11,06	16,62	23,24	30,74
	$m =$	0,07681	0,07704	0,07738	0,07796	0,07869	0,07959	0,08066	0,08178	0,08312
от в. м. т. при $\lambda = 1:4,5$ $1 + \frac{\lambda}{2} = 1,1111$	$\sigma =$	0,927	3,666	8,092	14,005	21,145	29,206	37,859	46,771	55,626
	$\sigma^2/\lambda =$	0,8925	7,020	23,02	52,40	97,22	157,82	232,95	319,8	415,0
	$b =$	0,0618	0,4876	1,606	3,687	6,91	11,35	16,98	23,66	31,20
	$m =$	0,07693	0,07717	0,07750	0,07818	0,07897	0,07988	0,08097	0,08222	0,08350
от в. м. т. при $\lambda = 1:3,5$ $1 + \frac{\lambda}{2} = 1,1429$	$\sigma =$	0,977	3,856	8,492	14,655	22,065	30,376	39,259	48,331	57,276
	$\sigma^2/\lambda =$	0,9658	7,575	24,75	56,10	103,60	167,40	246,0	336,1	433,5
	$b =$	0,0652	0,5121	1,684	3,852	7,193	11,775	17,54	24,36	31,96
	$m =$	0,07717	0,07725	0,07775	0,07847	0,07935	0,08038	0,08150	0,08285	0,08427

На фиг. 12 построены кривые m по данным этой таблицы.

Рассмотрение этих кривых показывает, что для расчета продувки при обычных λ можно принять в среднем $m = 0,773$ (для σ приблизительно от 10 до 15% при $\lambda = 1:3,5$ до $1:5$), для расчета выхлопа обычно можно принять в среднем $m = 0,0775$. Для расчета продувки в двигателях Юнкера ($\sigma_{в.м.т.}$ приблизительно 20% при λ около $1:12$) можно считать $m = 0,0783$, а для расчета выхлопа в этих двигателях ($\sigma_{в.м.т.}$ приблизительно 17% при λ около $1:4$) можно брать $m = 0,0773$.

С помощью уравнений

$$b = nux = \frac{n}{100} \lambda \sigma \% \quad (52')$$

и

$$b = \frac{m}{1 \mp \frac{\lambda}{2}} \sigma \% \quad (59)$$

можно получить

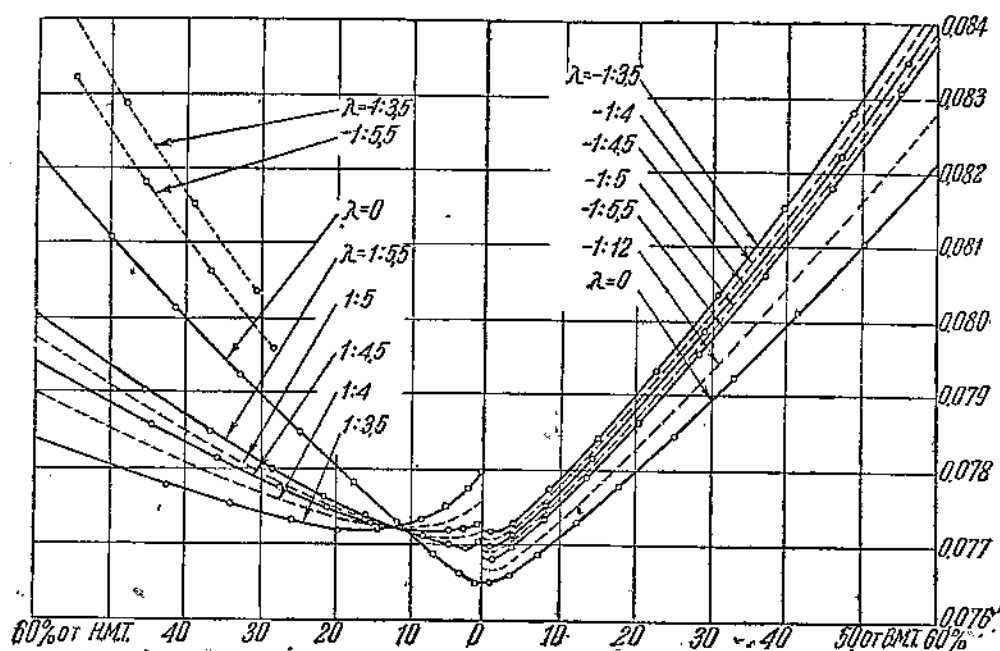
$$\frac{n}{100} y = \frac{m}{1 \mp \frac{\lambda}{2}} \sqrt{\sigma^0/0}, \quad (61)$$

откуда

$$y = \frac{100 m}{\left(1 \mp \frac{\lambda}{2}\right) n} \sqrt{\sigma^0/0} \quad (62)$$

и

$$\sigma^0/0 = \left[\frac{\left(1 \mp \frac{\lambda}{2}\right) n}{100 m} y \right]^2, \quad (63)$$



Фиг. 12

кроме того,

$$b = \left(\frac{1 \mp \frac{\lambda}{2}}{m} \right) \left(\frac{n}{100} y \right)^2, \quad (64)$$

и

$$y = \frac{100}{n} \sqrt{\left(\frac{m}{1 \mp \frac{\lambda}{2}} \right)^2 b}. \quad (65)$$

Значения коэффициентов m и n должны быть взяты из вышеприведенных таблиц или графиков, соответственно чему окончательный ответ не получается сразу. Однако, возможно для обычных случаев пользоваться средними значениями

$$m = 0,0773 \text{ и } n = 0,664.$$

Подставляя эти округленные значения, мы приводим последние четыре формулы к такому виду:

$$y = \frac{11,64}{1 - \frac{\lambda}{2}} \sqrt{\sigma\%}, \quad (62')$$

$$\sigma\% = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{11,64} y \right)^2, \quad (63')$$

$$b = \frac{\left(1 - \frac{\lambda}{2}\right)^2 y^3}{20400}, \quad (64')$$

$$y = 27,32 \sqrt[3]{\frac{b}{\left(1 - \frac{\lambda}{2}\right)^2}}. \quad (65')$$

Пример 1. Найти y для $\sigma_{н.м.т.} = 20,794\%$ при $\lambda = 1:4,5$, беря из табл. 13 $m = 0,0775$ и из табл. 12 (или 10) $n = 0,664$. По ф-ле (62) имеем:

$$y = \frac{100 \cdot 0,0775}{0,8889 \cdot 0,664} \sqrt{20,794} = 60^\circ,$$

как и должно быть.

По средним же значениям m и n из ф-лы (62') мы нашли бы

$$y \approx \frac{11,64}{0,8889} \sqrt{20,794} = 59,7^\circ.$$

Пример 2. Найти σ для $y_{н.м.т.} = 60^\circ$ при $\lambda = 1:4,5$, беря из таблиц $m = 0,0775$ и $n = 0,664$. По ф-ле (63)

$$\sigma\% = \left(\frac{0,8889 \cdot 0,664}{100 \cdot 0,0775} 60 \right)^2 = 4,56^2 = 20,8\%,$$

что приблизительно совпадает с точным значением $\sigma = 20,794\%$.

По средним же значениям m и n , беря ф-лу (63'), мы нашли бы

$$\sigma\% = \left(\frac{0,8889}{11,64} 60 \right)^2 = 4,580^2 = 20,52\%.$$

Пример 3. Найти b для $y_{н.м.т.} = 60^\circ$ при $\lambda = 1:4,5$, беря m и n из таблиц. По ф-ле (64)

$$b = \left(\frac{0,8889}{0,0775} \right)^2 \left(\frac{0,664 \cdot 60}{100} \right)^3 = 11,48^2 \cdot 0,398^3 = 8,28,$$

как и должно быть.

По средним же значениям m и n , беря ф-лу (64'), получим:

$$b = \frac{0,8889^2 \cdot 60^3}{20400} = 8,365.$$

Пример 4. Найти y по $b_{н.м.т.} = 8,28$ при $\lambda = 1:4,5$, принимая средние значения m и n . По ф-ле (65')

$$y = 27,32 \sqrt[3]{\frac{8,28}{0,8889^2}} = 27,32 \sqrt[3]{10,48} = 27,32 \cdot 2,189 = 60,7^\circ$$

вместо точного значения $y = 60^\circ$.

Если сделать вторичный пересчет, принимая по таблицам $m = 0,0775$ и $n = 0,664$, то по ф-ле (65) будем иметь:

$$\begin{aligned} y &= \frac{100}{0,664} \sqrt[3]{\left(\frac{0,0775}{0,8889}\right)^2 8,28} = \frac{100}{0,664} \sqrt[3]{0,08718^2 \cdot 8,28} = \\ &= \frac{100}{0,664} \sqrt[3]{0,06293} = 60^\circ. \end{aligned}$$

Принимая для расчета продувки в обычных случаях $m = 0,0773$, мы имеем (при отсчете от в. м. т. вместо минуса перед $\frac{\lambda}{2}$ должен стоять плюс)

$$b_\sigma = \frac{0,0773}{1 - \frac{\lambda}{2}} \sigma_0^{3/4} = \frac{77,3}{1 - \frac{\lambda}{2}} x_\sigma^{3/4}, \quad (66)$$

откуда

$$\sigma_0 = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{0,0773} b_\sigma \right)^{4/3} \quad (67)$$

или

$$x_\sigma = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{77,3} b_\sigma \right)^{4/3}. \quad (67')$$

А так как при симметричной продувке общее геометрическое действие продувочных окон (до и после м. т.) составляет

$$b_s = 2 b_\sigma, \quad (34)$$

следовательно,

$$b_s = \frac{0,1546}{1 - \frac{\lambda}{2}} \sigma_0^{3/4} = \frac{154,6}{1 - \frac{\lambda}{2}} x_\sigma^{3/4}, \quad (68)$$

откуда

$$\sigma_0 = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{0,1546} b_s \right)^{4/3} \quad (69)$$

или

$$x_\sigma = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{154,6} b_s \right)^{4/3}. \quad (69')$$

Для двигателей Юнкера, при продувке у в. м. т. и при λ продувочного поршня $= 1:12$ следует σ и x_σ заменить через σ_0 и x_{σ_0} , затем коэффициенты 77,3 и 154,6 — через 78,3 и 156,6 и, наконец, перед $\frac{\lambda}{2}$ вместо минуса следует поставить плюс.

Для расчета выхлопа в обычных случаях, принимая $m = 0,0775$, мы имеем (при отсчете от в. м. т. вместо минуса перед $\frac{\lambda}{2}$ должен стоять плюс) (фиг. 9):

$$b_\psi = \frac{0,0775}{1 - \frac{\lambda}{2}} \psi_0^{3/4} = \frac{77,5}{1 - \frac{\lambda}{2}} x_\psi^{3/4}, \quad (70)$$

откуда

$$\psi\% = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{0,0775} b_\psi \right)^{1/2} \quad (71)$$

или

$$x_\psi = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{77,5} b_\psi \right)^{1/2} \quad (71')$$

Далее, так как (см. ту же фиг. 9)

$$b_a = b_\psi - [b_\sigma + y_\sigma (x_\psi - x_\sigma)] = b_\psi - b_\sigma - y_\sigma \Delta x, \quad (35')$$

то, следовательно, исключая b_ψ и b_σ , получаем

$$b_a = \frac{77,5}{1 - \frac{\lambda}{2}} x_\psi^{1/2} - \frac{77,3}{1 - \frac{\lambda}{2}} x_\sigma^{1/2} - y_\sigma (x_\psi - x_\sigma) = \frac{77,5}{1 - \frac{\lambda}{2}} x_\psi^{1/2} - \frac{77,3}{1 - \frac{\lambda}{2}} x_\sigma^{1/2} - y_\sigma \Delta x \quad (72)$$

или приблизительно

$$b_a \approx \frac{77,5}{1 - \frac{\lambda}{2}} (x_\psi^{1/2} - x_\sigma^{1/2}) - y_\sigma (x_\psi - x_\sigma) = \frac{77,5}{1 - \frac{\lambda}{2}} (x_\psi^{1/2} - x_\sigma^{1/2}) - y_\sigma \Delta x. \quad (73)$$

Для двигателей Юнкера, при выхлопе у н. м. т. и при λ выхлопного поршня равном 1:4, следует коэффициент 77,5 заменить коэффициентом 77,3, затем σ и ψ следует заменить σ_u и ψ_u (знак же минус перед $\frac{\lambda}{2}$ остается без изменения).

При ориентировочных подсчетах геометрического действия выхлопных окон b_a можно применить существенное упрощение, основываясь на том, что обычно эта площадь лишь немного превышает площадь прямоугольного треугольника со сторонами $(y_\psi - y_\sigma)$ и $(x_\psi - x_\sigma)$, поэтому можно принять в общем случае

$$b_a = p (y_\psi - y_\sigma) (x_\psi - x_\sigma) = p \Delta y \Delta x, \quad (74)$$

где

$$1 > p > 0,5.$$

А так как

$$b_a = b_\psi - b_\sigma - y_\sigma \Delta x,$$

то, следовательно,

$$p \Delta y \Delta x = b_\psi - b_\sigma - y_\sigma \Delta x,$$

откуда для определения коэффициента p в характерных случаях мы имеем

$$p = \frac{b_\psi - b_\sigma}{\Delta y \Delta x} - \frac{y_\sigma}{\Delta y} = \frac{1}{\Delta y} \left(\frac{\Delta b}{\Delta x} - y_\sigma \right). \quad (75)$$

Используя табличные данные, мы можем для коэффициента p при $\lambda = 1:4,5$ (у н. м. т.), $\lambda = 0$ и $\lambda = -1:4,5$ (у в. м. т.) и различных комбинациях углов y_σ и y_ψ получить значения, приведенные в табл. 14.

Таблица 14

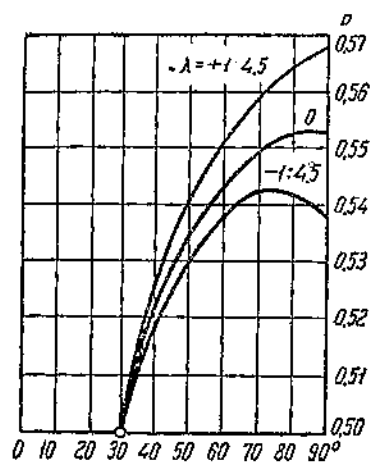
λ	y_σ	σ°	b_σ	y_ψ	ψ	b_ψ	$\psi - \sigma$	$b_\psi - b_\sigma$	p
1:4,5	30°	5,306	1,062	60°	20,794	8,27	15,488	7,208	0,5510
1:4,5	30°	5,306	1,062	70°	27,939	12,92	22,633	11,858	0,5600
1:4,5	30°	5,306	1,062	90°	44,374	26,11	39,068	25,048	0,5683
0	30°	6,699	1,3335	60°	25,000	9,81	18,301	8,4765	0,5440
0	30°	6,699	1,3335	70°	32,899	14,95	26,200	13,6165	0,5492
0	30°	6,699	1,3335	90°	50,000	28,65	43,301	27,3165	0,5515
1:4,5	30°	8,092	1,606	60°	29,206	11,35	21,114	9,744	0,5385
1:4,5	30°	8,092	1,606	70°	37,859	16,98	29,767	15,374	0,5413
1:4,5	30°	8,092	1,606	90°	55,626	31,20	47,534	29,594	0,5375
1:4,5	40°	9,391	2,500	50°	14,577	4,842	5,186	2,342	0,5200
1:4,5	40°	9,391	2,500	60°	20,794	8,27	11,403	5,77	0,5300
1:4,5	40°	9,391	2,500	70°	27,939	12,92	18,548	10,42	0,540
1:4,5	40°	9,391	2,500	80°	35,865	18,88	26,474	16,38	0,547
1:4,5	40°	9,391	2,500	90°	44,374	26,11	34,983	23,61	0,550
0	40°	11,698	3,094	50°	17,861	5,875	6,163	2,781	0,514
0	40°	11,698	3,094	60°	25,000	9,81	13,302	6,716	0,525
0	40°	11,698	3,094	70°	32,899	14,95	21,201	11,856	0,5303
0	40°	11,698	3,094	80°	41,318	21,27	29,620	18,176	0,5343
0	40°	11,698	3,094	90°	50,000	28,65	38,302	25,556	0,535
1:4,5	40°	14,005	3,687	50°	21,145	6,91	7,140	3,223	0,515
1:4,5	40°	14,005	3,687	60°	29,206	11,35	15,201	7,668	0,520
1:4,5	40°	14,005	3,687	70°	37,859	16,98	23,854	13,293	0,524
1:4,5	40°	14,005	3,687	80°	46,771	23,66	32,766	19,973	0,524
1:4,5	40°	14,005	3,687	90°	55,626	31,20	41,621	27,513	0,522
1:4,5	50°	14,577	4,482	70°	27,939	12,92	13,362	8,078	0,5225
1:4,5	50°	14,577	4,482	90°	44,374	26,11	29,797	21,268	0,5345
0	50°	17,861	7,875	70°	32,899	14,95	15,038	9,075	0,5175
0	50°	17,861	7,875	90°	50,000	28,65	32,139	22,775	0,5220
1:4,5	50°	21,145	6,91	70°	37,859	16,98	16,714	10,07	0,5125
1:4,5	50°	21,145	6,91	90°	51,626	31,20	34,841	24,29	0,511

На фиг. 13 по 18 даны кривые p в функции y_σ и y_ψ или в функции σ и ψ . Для обычных случаев можно принять $p = 0,52$ до $0,54$.

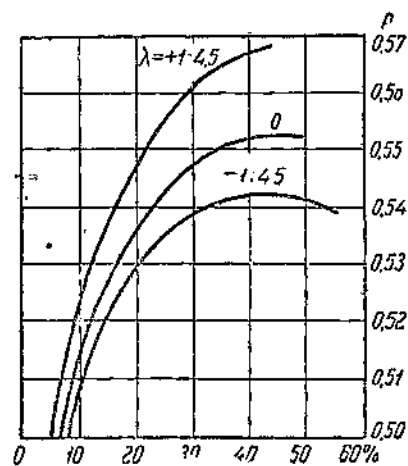
§ 4. Интегральная кривая для определения геометрического действия продувочных и выхлопных окон

Во всех вопросах, не требующих большой точности, геометрическое действие продувочных окон b_s и выхлопных окон b_a может быть определено графически из кривой зависимости b от x (или от σ). Эта кривая зависимости b от x является интегральной кривой по отношению к кривой, связывающей угол поворота кривошипа y с относительным перемещением поршня x . Для построения интегральной кривой можно воспользоваться готовыми табличными данными, если $\lambda = 1:3,5; 1:4,5; 1:5,5; -1:5,5; -1:4,5$ и $-1:3,5$; при других же значениях λ , не содержащихся в выше приведенных таблицах, придется предварительно вычислить величины b для углов y от 0 до 70 или 90° через интервалы в 10° , применяя один из вышеуказанных способов.

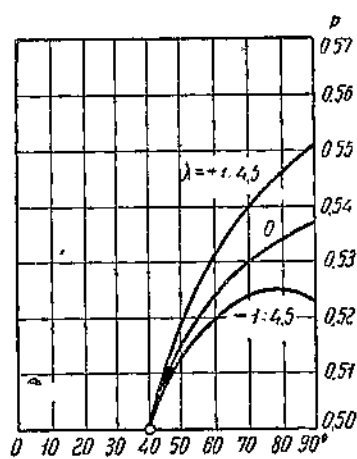
Учитывая приближенность графического нахождения величин b_s и b_a из интегральной кривой, что зависит от недостаточно крупных масштабов, можно для большинства практических целей пользоваться этой кривой, вычерченной при каком-либо одном, среднем значении λ , например при $\lambda = 1:4,5$.



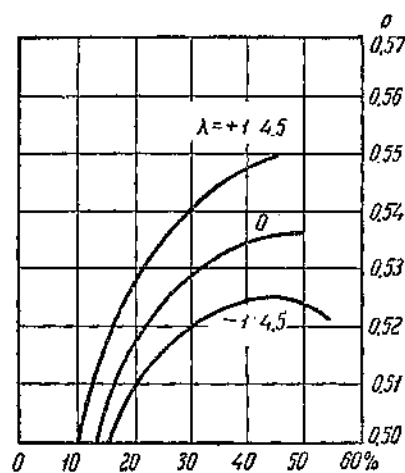
Фиг. 13



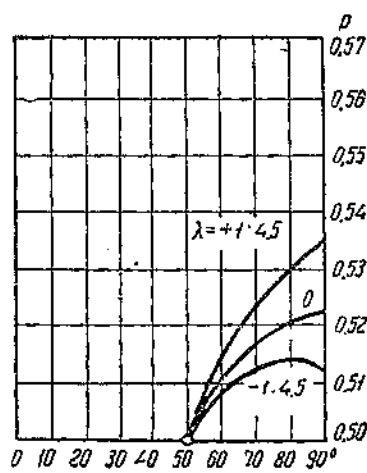
Фиг. 14



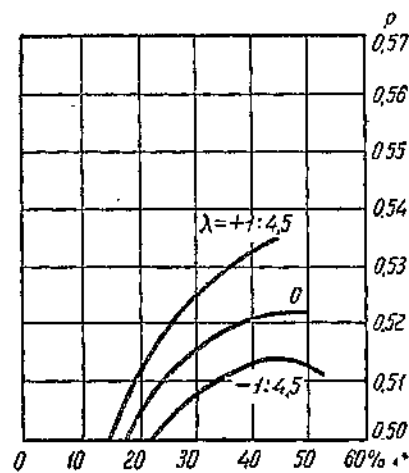
Фиг. 15



Фиг. 16



Фиг. 17



Фиг. 18

На фиг. 19а и 19б дано сопоставление интегральной кривой b с кривой y , то и другое в зависимости от x при $\lambda = 1:4,5$.

Интегральная кривая позволяет чрезвычайно просто решать как прямую, так и обратную задачу для продувочных окон, в случае симметричной продувки, а именно: нахождение геометрического действия b_a по заданной относительной высоте продувочных окон x_a , после чего находим полное действие этих окон $b_s = 2b_a$, или нахождение относительной высоты продувочных окон x_a по заданному их геометрическому действию b_s , откуда имеем диаграммное $b_a = 0,5b_s$.

Достаточно простым оказывается использование интегральной кривой при решении прямой и обратной задач, относящихся к выхлопным окнам, а именно: нахождение геометрического действия выхлопных окон b_a в период предварения выхлопа по заданным относительным высотам продувочных окон x_a и выхлопных окон x_ψ или нахождение относительной высоты выхлопных окон x_ψ по заданным x_a и b_a или, наконец, нахождение располагаемой относительной высоты продувочных окон x_a при заданных x_ψ и b_a .

В основе решения задач, относящихся к предварению выхлопа, лежит формула:

$$b_a = b_\psi - (b_s + c_s) = b_\psi - b_s - y_a(x_\psi - x_a), \quad (35')$$

где b_a и b_ψ — ординаты кривой b для абсцисс x_a и x_ψ .

Но и c_s , а следовательно, и b_a , могут быть определены чисто графическим путем, как показывают следующие рассуждения.

Так как

$$c_s = y_a(x_\psi - x_a),$$

то

$$db_s = y_a dx_a,$$

откуда

$$y_a = \frac{db_s}{dx_a},$$

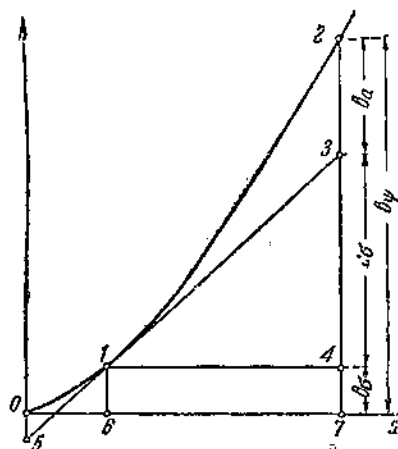
а поэтому

$$c_s = \frac{db_s}{dx_a} (x_\psi - x_a). \quad (76)$$

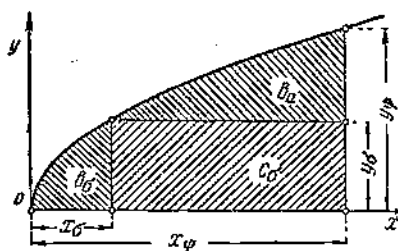
Последняя формула показывает, что для нахождения c_s по интегральной кривой b следует провести к этой кривой в точке 1 (соответствующей относительной высоте продувочных окон x_a) касательную 1—3 и горизонталь 1—4, после чего измеряют расстояние 3—4 между этими прямыми по вертикали, проходящей через точку 2 (соответствующую относительной высоте выхлопных окон x_ψ). Это расстояние и даст в некотором масштабе величину c_s , а следовательно, искомая величина геометрического действия выхлопных окон в период предварения выхлопа b_a выразится в том же масштабе верхним отрезком 2—3 вертикали, проходящей через точку 2 (фиг. 19а и 19б).

Для нахождения относительной высоты выхлопных окон x_ψ по заданной относительной высоте продувочных окон x_a и по заданному геометрическому действию предварения выхлопа b_a следует провести через точку 1 интегральной кривой касательную 1—3, затем параллельно ей другую прямую на расстоянии b_a выше касательной. Эта вторая прямая в пересечении с интегральной кривой даст точку 2, определяющую искомую величину x_ψ .

Наконец, для нахождения относительной высоты продувочных окон x_a по заданной относительной высоте выхлопных окон x_ψ и по заданному геометрическому действию предварения выхлопа b_a откладываем вниз от точки 2 инте-



Фиг. 19а



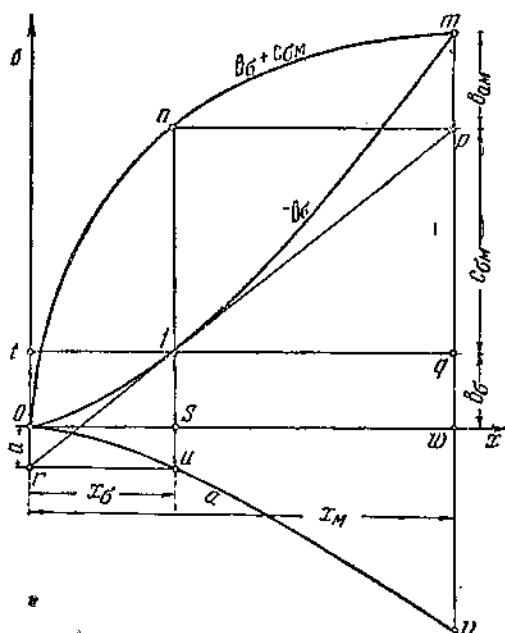
Фиг. 19б

гравальной кривой отрезок 2—3, дающий величину b_a , далее через точку 3 проводим касательную к интегральной кривой. Точка касания 1 укажет искомую величину x_a .

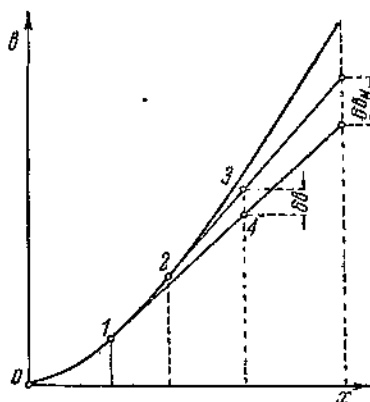
Чтобы избежать неточностей, связанных с проведением касательной 1—2 через данную точку ее 1 или обратно — с нахождением точки касания 1 по заданному положению касательной 3—1, целесообразно на график интегральной кривой b нанести еще две вспомогательные кривые (фиг. 20а и 20б), обозначенные $оив$ и $опт$. Первая из этих кривых своими отрицательными ординатами $ш$ дает расстояние $ор$ левого конца касательной от начала координат вниз, а вторая кривая своими положительными ординатами $сп$ дает расстояние wp правого конца касательной от оси абсцисс вверх для какой-либо абсциссы x_M , превышающей возможные x_ψ , например для x_M , соответствующего $y_M = 70$ или 90° от н. м. т.

Для построения кривой $оив$ имеем:

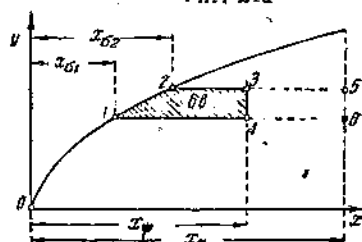
$$t - r = y_\sigma x_\sigma^* = a + b_\sigma; \quad t - o = 1 - s = b_\sigma,$$



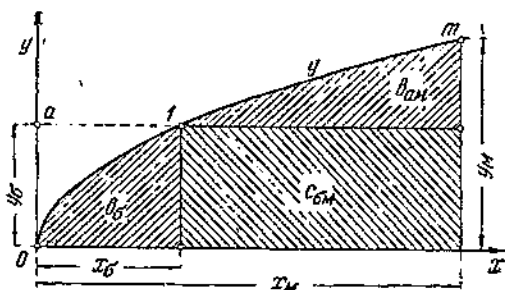
Фиг. 20а



Фиг. 21а



Фиг. 21б



Фиг. 20б

следовательно,

$$o - r = s - n = a.$$

Здесь величина a берется по данным § 2, в частности для $\lambda = 1:4,5$ ее можно взять из табл. 7.

Для построения кривой $опт$ имеем:

$$s - n = (s - 1) + (1 - n) = b_\sigma + c_{ам};$$

$$b_\sigma = y_\sigma x_\sigma - a; \quad c_{ам} = y_\sigma (x_M - x_\sigma),$$

следовательно

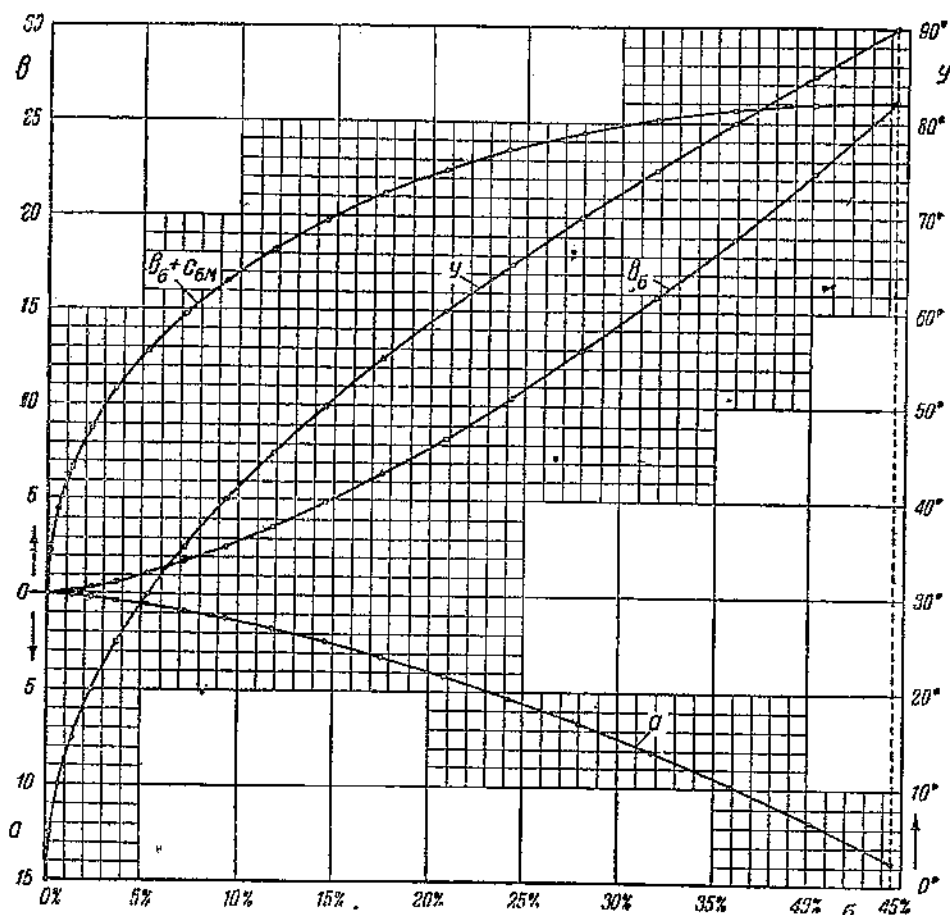
$$s - n = y_\sigma x_\sigma - a + y_\sigma x_M - y_\sigma x_\sigma = y_\sigma x_M - a, \quad (77)$$

что весьма просто вычисляется по готовым уже значениям a .

Таким образом при наличии вспомогательных кривых oiv и opt для проведения касательной к интегральной кривой b в какой-либо точке i мы проводим вертикаль ni , затем горизонтали pr и ir и касательную pr .

Если же дано направление касательной, то для нахождения точки касания продолжаем касательную до точек r и p , затем проводим горизонтали ri и pi , наконец, прямую ni , которая должна оказаться строго вертикальной.

В табл. 15 приведены необходимые величины для построения вспомогательной кривой opt при $\lambda = 1:4,5$ для отсчета от н. м. т. (в двух вариантах,



Фиг. 22

именно при $y_m = 90$ и при $y_m = 70^\circ$) и для отсчета от в. м. т. (также в двух вариантах).

Для тех задач, при решении которых процесс продувки или выхлопа разбивается на небольшие участки, приходится определять геометрические действия этих окон в виде небольших площадок типа 1—2—3—4 (фиг. 21б), что можно сделать опять-таки с помощью касательных по интегральной кривой, как это показано на фиг. 21а (отрезок δb). Однако, найденные таким образом результаты для небольших интервалов оказываются недостаточно точными. Лучше обратиться к непосредственному вычислению этих площадок. В крайнем случае можно эти площадки 1—2—3—4 рассматривать как трапеции.

На фиг. 22 в крупном масштабе дана интегральная кривая при $\lambda = 1:4,5$ (у н. м. т.).

Таблица 15

$\lambda = \frac{1}{4,5}$	Отсчет от н. м. т. $y_M = 90^\circ; x_M = 0,448742$		Отсчет от в. м. т. $\bar{y}_M = 90^\circ; x_M = 0,556258$		Отсчет от н. м. т. $y_M = 70^\circ; x_M = 0,279386$		Отсчет от в. м. т. $y_M = 70^\circ; x_M = 0,378594$	
	$y_1 x_M$	$b_\sigma + c_{\sigma M}$	$y_1 x_M$	$b_\sigma + c_{\sigma M}$	$y_1 x_M$	$b_\sigma + c_{\sigma M}$	$y_1 x_M$	$b_\sigma + c_{\sigma M}$
5°	2,21871	2,2162	2,78129	2,7714	1,39693	1,3944	1,89297	1,8891
10°	4,43742	4,4178	5,56258	5,5318	2,79386	2,7743	3,78594	3,7551
15°	6,65613	6,5894	8,34387	8,2896	4,19079	4,1241	5,67891	5,5746
20°	8,87484	8,7169	11,12516	10,8791	5,58772	5,4298	7,57188	7,3258
25°	11,09355	10,7857	13,90645	13,4287	6,98465	6,6769	9,46485	8,9871
30°	13,31226	12,7806	16,68774	15,8672	8,38158	7,8499	11,35782	10,5373
35°	15,53097	14,6877	19,46903	18,1757	9,77851	8,9352	13,25079	11,9575
40°	17,74968	16,4928	22,25032	20,3364	11,17544	9,9185	15,14376	13,2299
45°	19,96839	18,1816	25,03161	22,3328	12,57237	10,7856	17,03673	14,3379
50°	22,18710	19,7407	27,81290	24,1505	13,96930	11,5229	18,92970	15,2673
55°	24,40581	21,1569	30,59419	25,7771	15,36623	12,1173	20,82267	16,0056
60°	26,62452	22,4178	33,37548	27,2020	16,76316	12,5565	22,71564	16,5421
65°	28,84323	23,5110	36,15677	28,4168	18,16009	12,8279	24,60861	16,8686
70°	31,06194	24,4255	38,93806	29,4149	19,55702	12,9206	26,50158	16,9784
75°	33,28065	25,1515	41,71935	30,1926	—	—	—	—
80°	35,49936	25,6787	44,50064	30,7469	—	—	—	—
85°	37,71807	25,9995	47,28193	31,0779	—	—	—	—
90°	39,93678	26,1081	50,06322	31,1881	—	—	—	—

ГЛАВА III

РАСЧЕТ ПРОДУВОЧНЫХ ОКОН

§ 1. Задачи технического расчета окон

Опубликованные методы расчета продувки и выхлопа в большинстве своем требуют для своего применения использования двух-трех вспомогательных таблиц и диаграмм, а кроме того — графического построения с последующим планиметрированием площадей, что приводит к затрате значительного времени (в особенности при единичных подсчетах) и неточностям, неизбежно связанным со всяким интерполированием по числовым таблицам и с измерением ординат по вспомогательным графикам, нередко даваемым в мелких масштабах. Кроме того, для проведения расчета обычно требуется иметь заданными основные размеры двигателя (диаметр цилиндра и ход поршня), а также — высоты выхлопных и продувочных окон, что придает расчету характер проверочного, приводит к параллельному вычислению необходимых и располагаемых время-сечений и пр.

При этих условиях проведение сложных исследований, например нахождение наиболее выгодных размеров окон (одновременно с выбором давления продувки), рассмотрение условий продувки и выхлопа при переменном числе оборотов и т. д., оказываются весьма громоздкими.

Некоторыми авторами предлагались, но лишь для типичных случаев, проверенные на опыте готовые значения интегралов время-сечений для выхлопа и продувки, однако, не всегда с достаточным обоснованием. При этом операция подбора размеров окон остается все же необходимой. Наконец, были сделаны попытки предложить окончательные формулы для определения высоты продувочных и выхлопных окон, опираясь на размеры выполненных конструкций и используя закон подобия, но эти попытки оказались неудовлетворительными и никакого применения не нашли.

В этой главе автор ставит своей задачей¹ дать окончательные формулы для определения высоты продувочных окон, однако с сохранением возможной общности и точности, при практически достаточной степени простоты. При этом оказалось необходимым применить большое количество математических преобразований, частично приближенных.

В своем непосредственном виде предлагаемые здесь окончательные формулы относятся лишь к случаю щелевой продувки, однако они допускают применение и к более сложным случаям (путем приведения к простейшему случаю).

§ 2. Время-сечение продувки

Обозначая через G кг вес продувочного воздуха, через $G_{сек}$ кг/сек — расход его, через p_s ата, T_s °К и v_s м³/кг — параметры продувочного воздуха для состояния его в ресивере, через p_z ата — давление в цилиндре после продувочных окон, через f м² — площадь открытия продувочных окон, через μ_s — коэффициент расхода для них, через τ сек — время, через $R = 29,27$ — газовую постоянную для воздуха, через $g = 9,81$ м/сек² — ускорение силы тяжести, через $k = 1,4$ — показатель адиабаты для воздуха при невысоких температурах, мы можем воспользоваться общеизвестной формулой для установившегося истечения газов, которая при наших обозначениях принимает вид:

$$G_{сек} = \mu_s f \sqrt{2g \frac{k}{k-1}} \sqrt{\frac{10^4 p_s}{v_s}} \sqrt{\left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{2/k} \left[1 - \left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}. \quad (1)$$

Но

$$10^4 p_s v_s = RT_s; v_s = \frac{RT_s}{10^4 p_s}; \sqrt{\frac{10^4 p_s}{v_s}} = \sqrt{RT_s}.$$

Поэтому иначе

$$\begin{aligned} G_{сек} &= \mu_s f \sqrt{\frac{2gk}{R(k-1)}} \frac{10^4 p_s}{\sqrt{T_s}} \sqrt{\left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{2/k} \left[1 - \left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} = \\ &= \mu_s f \sqrt{\frac{2gk}{R(k-1)}} \frac{10^4 p_s}{\sqrt{T_s}} \sqrt{\left(\frac{p_z}{p_s}\right)^2 \left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{2/k} \left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]} = \\ &= \mu_s f \sqrt{\frac{2gk}{R(k-1)}} \frac{10^4 p_s}{\sqrt{T_s}} \sqrt{\left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}. \end{aligned} \quad (2)$$

Заметим, что из сопоставления ф-ул (1) и (2) получается

$$p_s \sqrt{\left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{2/k} \left[1 - \left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} = p_z \sqrt{\left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}. \quad (3)$$

Так как

$$G_{сек} = \frac{-dG}{d\tau},$$

то из ф-лы (2)

$$-dG = \mu_s f d\tau \sqrt{\frac{2gk}{R(k-1)}} \frac{10^4 p_s}{\sqrt{T_s}} \sqrt{\left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]} \quad (4)$$

и далее

$$G_{\text{прод}} = \int_1^2 -dG = \mu_s \int_{\text{прод}} f d\tau \sqrt{\frac{2gk}{R(k-1)}} \frac{10^4 p_s}{\sqrt{T_s}} \sqrt{\left(\frac{p_s}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_s}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}. \quad (5)$$

Отсюда необходимое время-сечение продувки

$$\int_{\text{прод}} f d\tau = \frac{G_{\text{прод}}}{\mu_s} \sqrt{\frac{R(k-1)}{2gk}} \frac{\sqrt{T_s}}{10^4 p_s} \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{p_s}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_s}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}}. \quad (6)$$

Обозначая через p_i и T_i °K — параметры атмосферного воздуха, через V_h м³ — рабочий объем цилиндра (по его диаметру D м и ходу поршня S м), через β — отношение рабочего объема продувочного насоса к соответствующей сумме рабочих объемов цилиндров (иначе β — относительный объем продувочного насоса), через η — коэффициент подачи насоса, мы можем вес продувочного воздуха, который предназначен для каждого рабочего цилиндра, представить так:

$$G_{\text{прод}} = \beta \eta V_h \frac{10^4 p_i}{RT_i}. \quad (7)$$

Уравнения (6) и (7) совместно дают:

$$\begin{aligned} \int_{\text{прод}} f d\tau &= \frac{\beta \eta V_h}{\mu_s} \sqrt{\frac{R(k-1)}{2gk}} \frac{10^4 p_i}{RT_i} \frac{\sqrt{T_s}}{10^4 p_s} \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{p_s}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_s}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}} = \\ &= \frac{\beta \eta V_h}{\mu_s \sqrt{2gR}} \frac{p_i \sqrt{T_s}}{p_s T_i} \frac{1}{N}, \end{aligned} \quad (8)$$

где

$$N = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left(\frac{p_s}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_s}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}. \quad (9)$$

Разложение в ряд, с некоторым округлением коэффициентов, дает

$$N \approx \left(1 - 0,035 \frac{p_s - p_s}{p_s}\right) \sqrt{\frac{p_s - p_s}{p_s}}. \quad (10)$$

Сопоставление точной ф-лы (9) и приближенной (10) дано в табл. 16.

Таблица 16

	$\frac{p_s}{p_s}$	0,9	0,8	0,7	0,65	0,6	0,5283 (критич.)
По ф-ле (9)	$N=$	0,3323	0,4956	0,6450	0,7197	0,7978	0,9240
По ф-ле (10)	$N=$	0,3322	0,4956	0,645	0,720	0,798	0,915

Табл. 16 показывает, что в пределах от $\frac{p_s}{p_s} = 1$ до 0,6 приближенная ф-ла (10) эквивалентна точной (9) с погрешностью лишь в сотых долях процента.

Так как процесс продувки лежит всегда в области небольших перепадов давлений, то ф-ла (8) без ущерба для точности может быть написана в упрощенном виде так:

$$\int_{\text{пред}} f dx \approx \frac{\beta \eta V_h}{\mu_s \sqrt{2gR}} \frac{p_1 \sqrt{T_s}}{p_s T_1} \frac{1}{\left(1 - 0,035 \frac{p_s - p_z}{p_s}\right) \sqrt{\frac{p_s - p_z}{p_s}}} \quad (11)$$

Табл. 17 показывает, что в произведении

$$\left(1 - 0,035 \frac{p_s - p_z}{p_s}\right) \sqrt{\frac{p_s - p_z}{p_s}} \quad (A)$$

основным переменным является второй множитель, первый же лишь немного меньше единицы и убывает вместе с $\frac{p_z}{p_s}$.

Множители выражения (A)

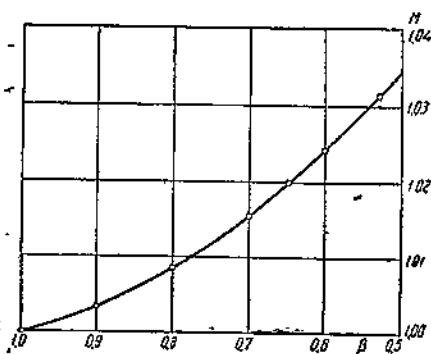
Таблица 17

$\frac{p_z}{p_s}$	0,9	0,8	0,7	0,65	0,6	0,5283
$1 - 0,035 \frac{p_s - p_z}{p_s} =$	0,9961	0,9912	0,985	0,9812	0,9766	0,9688
$\sqrt{\frac{p_s - p_z}{p_s}} =$	0,3334	0,500	0,655	0,7340	0,8165	0,945

Отсюда следует, что если точное выражение (9) представить как

$$N = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_z}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]} = \frac{\sqrt{\frac{p_s - p_z}{p_s}}}{M} \quad (12)$$

то введенный здесь поправочный множитель M оказывается в обычных случаях продувки лишь незначительно больше единицы, как это видно из табл. 18 (см. также фиг. 23), где через β обозначено отношение $\frac{p_z}{p_s}$.



Фиг. 23

Поправочный множитель M

Таблица 18

$\frac{p_z}{p_s}$	0,9	0,8	0,7	0,65	0,6	0,5283
$\frac{p_s - p_z}{p_s} =$	0,1111	0,2500	0,4286	0,5385	0,667	0,893
$M = \sqrt{\frac{p_s - p_z}{p_s}} : N =$	1,0033	1,0089	1,0155	1,0199	1,0234	1,0313

Уравнения (8) и (12) совместно дают окончательную формулу для время-сечения продувки:

$$\int_{\text{прод}} f d\tau = \frac{\beta \eta V_h}{\mu_s \sqrt{2gR}} \frac{p_i \sqrt{T_s}}{p_s T_i} \frac{M}{\sqrt{\frac{p_s - p_s}{p_s}}} = \frac{\beta \eta V_h}{\mu_s \sqrt{2gR}} \frac{p_i \sqrt{T_s}}{T_i \sqrt{p_s}} \frac{M}{\sqrt{p_s - p_s}}. \quad (13)$$

Входящий сюда множитель M берется ориентировочно по табл. 18.

§ 3. Геометрические упрощения в расчете продувки

Геометрическое действие продувочных и выхлопных окон дается обычно время-сечением $\int f d\tau$ м²·сек, но для общности рассмотрения это действие удобнее дать величиной b (градус-доли) или B (градус-проценты), где градусы относятся к углу поворота кривошипа (по отношению к н. м. т.), а доли или проценты относятся к открытию окон по отношению к величине хода поршня. Переход от время-сечения $\int f d\tau$ к геометрическому действию b производится таким образом:

$$f M^2 = \pi D v (x_{\text{ок}} - x) S;$$

$$d\tau \text{ сек} = dy^\circ \cdot \frac{360 n}{60} = \frac{dy^\circ}{6 n};$$

$$f d\tau \text{ м}^2 \cdot \text{сек} = \frac{\pi D v S}{6 n} (x_{\text{ок}} - x) dy^\circ = \frac{2}{3} \frac{v}{n D} V_h db;$$

$$\int f d\tau = \frac{\pi D v S}{6 n} b = \frac{2}{3} \frac{v}{n D} V_h b; \quad (14)$$

$$b = \frac{6 n}{\pi D v S} \int f d\tau = \frac{3}{2} \frac{n D}{v} \frac{\int f d\tau}{V_h}, \quad (14')$$

где n — число оборотов двигателя в минуту, D и S — диаметр цилиндра и ход поршня в м, V_h — рабочий объем цилиндра в м³, v — коэффициент использования окружности, равный суммарной ширине всех рассматриваемых окон в направлении, перпендикулярном потоку, деленной на длину окружности цилиндра и умноженной на $\sin$ угла между верхней стенкой канала и осью цилиндра, $x_{\text{ок}}$ — доля хода поршня, занятая рассматриваемыми окном, и x — доля хода, пройденная поршнем от н. м. т. цилиндра. Величины b , v и др. для продувки мы отмечаем значком s , а для выхлопа — значком a .

В соответствии со сказанным из ф-л (13) и (14) необходимая величина геометрического действия продувочных окон будет:

$$b_s = \frac{3 n D}{2 v_s} \frac{\beta \eta}{\mu_s \sqrt{2gR}} \frac{p_i \sqrt{T_s}}{T_i \sqrt{p_s}} \frac{M}{\sqrt{p_s - p_s}}. \quad (15)$$

Но

$$\frac{2}{3} \sqrt{2gR} = \frac{2}{3} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 29,27} = \frac{2}{3} \sqrt{574} = \frac{2}{3} 23,98 = 15,99 \approx 16,0,$$

поэтому

$$b_s = \frac{n D}{v_s \mu_s 16} \frac{\beta \eta}{T_i \sqrt{p_s}} \frac{M}{\sqrt{p_s - p_s}}. \quad (16)$$

Обратно, при заданной величине b_s мы найдем давление продувочного воздуха так:

$$p_s = p_s + \left(\frac{n D}{v_s \mu_s 16 b_s} \frac{\beta \eta}{T_i \sqrt{p_s}} M \right)^2. \quad (17)$$

После того как необходимое время-сечение в $m^2 \cdot сек$ (а в нашем случае — геометрическое действие в градус-долях) найдено, обычно приступают к вычерчиванию кривой зависимости между перемещением поршня и временем или углом поворота кривошипа, чтобы, с помощью планиметрирования, подобрать соответствующую высоту продувочных окон.

Однако, свыше 20 лет назад Фепиль (VDI, 1913) показал, что геометрическое действие продувочных окон b_s в градус-долях и относительная высота продувочных окон x в долях хода поршня с вполне достаточной практической точностью связываются формулой

$$b_s = \frac{155}{1 - \frac{\lambda}{2}} x^{2/3},$$

где $\lambda = \frac{R}{L}$ есть отношение длин радиуса кривошипа и шатуна.

Детальное рассмотрение, проведенное в главе II настоящей работы, приводит к еще более общей формуле

$$b_s = \frac{q}{1 - \frac{\lambda}{2}} x^{2/3}, \quad (18)$$

в которой коэффициент q для расчета продувки колеблется, в зависимости от величин λ и x , в пределах от 154 до 156, для обычных же условий (x от 0,1 до 0,15 при λ от $\frac{1}{3,5}$ до $\frac{1}{5,5}$) можно считать в среднем $q = 154,6$, в соответствии с чем получим из ф-лы (18) приближенную формулу (см. ф-лу 68 главы II)

$$b_s = \frac{154,6}{1 - \frac{\lambda}{2}} x^{2/3}, \quad (19)$$

почти совпадающую с вышеприведенной формулой Фепиля.

Не представляет труда обратное нахождение x по b_s .

Из более общей ф-лы (18) получается

$$x = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{q} b_s \right)^{3/2}. \quad (20)$$

Из приближенной ф-лы (19) мы находим

$$x = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{154,6} b_s \right)^{3/2}. \quad (21)$$

В частном случае при $\lambda = 1:4,5$

$$\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{154,6} = 0,00575; \quad 0,00575^{3/2} = 0,0321,$$

поэтому из ф-лы (21)

$$x = (0,00575 b_s)^{3/2} = 0,0321 b_s^{3/2}. \quad (22)$$

При $\lambda = 1:4$

$$\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{154,6} = 0,00566; \quad 0,00566^{3/2} = 0,0318$$

и поэтому из ф-лы (21)

$$x = (0,00566 b_s)^{2/3} = 0,0318 b_s^{2/3}. \quad (23)$$

Для получения высоты продувочных окон в процентах хода поршня $\sigma\% = 100 x$ вместо ф-лы (21) имеем

$$\sigma\% = \left(1 - \frac{\lambda}{2} b_s\right)^{2/3} \cdot 0,1546 b_s. \quad (24)$$

а поэтому при $\lambda = 1:4,5$

$$\sigma\% = 3,21 b_s^{2/3} \quad (25)$$

и при $\lambda = 1:4$

$$\sigma\% = 3,18 b_s^{2/3}. \quad (26)$$

§ 4. Формулы для определения высоты продувочных окон

Совместное решение ф-л (21) и (16) дает

$$x = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2} nD}{154,6 v_s \mu_s} \beta \eta \frac{p_i \sqrt{T_s}}{T_i \sqrt{p_s}} \frac{M}{\sqrt{p_s - p_s}} \right)^{2/3} = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2} nD}{2470 v_s \mu_s} \beta \eta \frac{p_i \sqrt{T_s}}{T_i \sqrt{p_s}} \frac{M}{\sqrt{p_s - p_s}} \right)^{2/3} \quad (27)$$

где при $\lambda = 1:4,5$

$$\frac{2470}{1 - \frac{\lambda}{2}} = 2780$$

и при $\lambda = 1:4$

$$\frac{2470}{1 - \frac{\lambda}{2}} = 2820.$$

Здесь можно положить

$$\sqrt{T_s} = r \sqrt{T_i}, \quad (28)$$

так что

$$\frac{p_i \sqrt{T_s}}{T_i} = \frac{p_i r \sqrt{T_i}}{T_i} = \frac{p_i r}{\sqrt{T_i}}$$

и, следовательно, ф-ла (27) принимает вид

$$x = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2} nD}{2470 v_s \mu_s} \beta \eta \frac{p_i}{\sqrt{T_i}} \frac{rM}{\sqrt{p_s(p_s - p_s)}} \right)^{2/3} \quad (29)$$

Коэффициент r в каждом отдельном типичном случае может быть оценен на основании подходящих опытных данных. В общем же случае мы рассуждаем так. При адиабатическом сжатии в продувочном насосе

$$T_s = T_i \left(\frac{p_s}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_i \left(1 + \frac{p_s - p_i}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \approx T_i \left(1 + \frac{k-1}{k} \frac{p_s - p_i}{p_i} \right)$$

и соответственно

$$\sqrt{T_s} \approx \sqrt{T_i} \left(1 + \frac{k-1}{2k} \frac{p_s - p_i}{p_i} \right) = \sqrt{T_i} \left(1 + 0,143 \frac{p_s - p_i}{p_i} \right),$$

причем в обоих случаях разложение в ряд несколько преувеличивает результат. В действительном процессе, т. е. с учетом дросселирования в клапанах и пр., можно по аналогии написать

$$T_s = T_i \left(1 + 2y \frac{p_s - p_i}{p_i} \right) \quad (30)$$

и далее

$$\sqrt{T_s} = \sqrt{T_i} \left(1 + y \frac{p_s - p_i}{p_i} \right). \quad (31)$$

Следовательно, из ф-л (28) и (31)

$$r = \frac{\sqrt{T_s}}{\sqrt{T_i}} = 1 + y \frac{p_s - p_i}{p_i}. \quad (32)$$

Для экспериментального определения y служит формула

$$y = \frac{\frac{T_s - T_i}{T_i}}{2 \frac{p_s - p_i}{p_i}}. \quad (33)$$

Обычно $y = 0,2$ до $0,3$, доходя до $0,4$ в самых худших случаях, так что в среднем можно принять для расчета $y = 0,25$.

Атмосферное давление можно принять $p_i = 1,02 \text{ ага}$, атмосферную температуру (для машинного зала) можно взять $T_i = 293^\circ\text{К}$, поэтому в ф-ле (29)

$$\frac{p_i}{\sqrt{T_i}} = \frac{1,02}{\sqrt{293}} = \frac{1,02}{17,12} = 0,0596.$$

Таблица 19

$p_s =$		1,04 ага	1,04 ага	1,10 ага	1,10 ага
$p_s : p_i =$		0,9	0,8	0,9	0,8
по табл. 18 $M =$	$p_s =$	1,0033	1,0089	1,0033	1,0089
	$p_s : p_i =$	1,156	1,300	1,222	1,375
	$p_s : p_i =$	1,133	1,275	1,199	1,350
	по ф-ле (32) $r =$	1,0333	1,069	1,0497	1,0875
$r M =$		1,0366	1,078	1,053	1,096
при $\lambda = 1:4,5$	$\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{2470} \frac{p_i}{\sqrt{T_i}} r M =$	0,0000223	0,00002315	0,0000226	0,00002355
	для ф-лы (34) коэф-т $Q =$	0,0792	0,0812	0,0800	0,0822
при $\lambda = 1:4$	$\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{2470} \frac{p_i}{\sqrt{T_i}} r M =$	0,0000220	0,0000228	0,0000224	0,0000232
	для ф-лы (34) коэф-т $Q =$	0,0785	0,0805	0,0793	0,0812

Общая ф-ла (29) для обычных случаев может быть написана сокращенно так:

$$\sigma \% = 100 \times \frac{Q}{\sqrt{p_s(p_s - p_i)}} \left(\frac{nD}{v_s v_s} \beta \eta \right)^{2/3}, \quad (34)$$

где группа множителей

$$Q = 100 \frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{2470} \left(\frac{p_i}{\sqrt{T_i}} r M \right)^{2/3} \quad (35)$$

может рассматриваться, как постоянный коэффициент, величина которого для нескольких частных случаев определена в табл. 19, принимая $p_1 = 1,02 \text{ атa}$; $T_1 = 293^\circ \text{ K}$; $y = 0,25$.

Рассмотрение табл. 19 показывает малую изменчивость коэффициента Q . Отсюда позволительно для всех тех случаев, когда некоторые из коэффициентов, входящих в расчетную ф-лу (29), могут быть оценены лишь приблизительно, применить упрощенную формулу

$$\sigma \% = \frac{0,08}{\sqrt[3]{p_s(p_s - p_2)}} \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \beta \eta \right)^{2/3} \quad (36)$$

§ 5. Типичные случаи применения выведенных формул

Ф-ла (29) и заменяющая ее при ориентировочных подсчетах ф-ла (36) могут иметь самые разнообразные применения для решения прямой задачи и ряда обратных задач, причем во всех случаях эти формулы дают большую наглядность и максимальную экономию времени по сравнению с обычными способами расчета продувки, требующими использования ряда вспомогательных приемов, как-то: таблицы или графика какой-либо термодинамической функции, построения кривой зависимости пути поршня от поворота кривошипа, планиметрирования ее и т. д.

Одним из крупных недостатков обычных способов является необходимость иметь уже готовыми ряд основных размеров рассчитываемого двигателя, именно: диаметр цилиндра, ход поршня и пр., тогда как окончательные размеры могут быть установлены лишь после расчета продувки и выхлопа.

Ф-лы же (29) и (36), содержащие в себе произведение $\frac{nD}{v_s \mu_s}$, требуют лишь принятия определенной степени быстроходности двигателя, характеризуемой произведением nD , принятия определенного типа продувки, характеризуемого в свою очередь произведением $v_s \mu_s$, и т. д.

Как видим, расчет по ф-лам типа (36) не является единичным расчетом, а сразу охватывает целую серию подобных двигателей. Применение ф-лы (36) особенно ценно при решении таких сложных задач, как отыскание наивыгоднейших условий продувки.

Укажем несколько обратных задач, легко решаемых при помощи ф-лы (36). Так как из нее имеем

$$\frac{nD}{v_s \mu_s} \beta \eta = \sqrt{p_s(p_s - p_2)} \left(\frac{\sigma \%}{0,08} \right)^{3/2},$$

то, следовательно, допустимая степень быстроходности, при заданных относительных размерах окон и заданных давлениях, определяется так:

$$nD = \frac{v_s \mu_s}{\beta \eta} \sqrt{p_s(p_s - p_2)} \left(\frac{\sigma \%}{0,08} \right)^{3/2} \quad (37)$$

Экспериментальное определение коэффициента расхода продувочных окон производится по формуле

$$\mu_s = \frac{nD \beta \eta}{v_s \sqrt{p_s(p_s - p_2)}} \left(\frac{0,08}{\sigma \%} \right)^{3/2} \quad (38)$$

Относительное количество подаваемого продувочным насосом воздуха находится так:

$$\beta \eta = \sqrt{p_s(p_s - p_2)} \frac{v_s \mu_s}{nD} \left(\frac{\sigma \%}{0,08} \right)^{3/2} \quad (39)$$

Далее, так как из ф-лы (36) получается

$$p_s(p_s - p_z) = \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \beta \eta \right)^2 \left(\frac{0,08}{\sigma \%} \right)^3 = E, \quad (40)$$

то для определения необходимого давления продувочного воздуха имеем формулу

$$p_s = p_z + \frac{E}{p_z} = p_z + \frac{1}{p_z} \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \beta \eta \right)^2 \left(\frac{0,08}{\sigma \%} \right)^3. \quad (41)$$

Для определения давления в цилиндре после продувочных окон имеем последовательно

$$p_s(p_s - p_z) = E; \quad p_z^2 - p_s p_z + E = 0; \quad p_s = 0,5 p_z \pm \sqrt{(0,5 p_z)^2 - E}$$

или окончательно

$$p_s = 0,5 p_z + \sqrt{(0,5 p_z)^2 - \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \beta \eta \right)^2 \left(\frac{0,08}{\sigma \%} \right)^3}, \quad (42)$$

иногда же допустимо приближенное решение с разложением корня в ряд

$$p_s \approx p_z \left(1 - \frac{E}{p_z^2} \right) = p_z \left[1 - \left(\frac{nD}{v_s \mu_s p_z} \beta \eta \right)^2 \left(\frac{0,08}{\sigma \%} \right)^3 \right]. \quad (43)$$

Затем ф-ла (36) допускает следующие модификации, основанные либо на замене давления в ресивере p_z через давление в выпускном трубопроводе p_a и соответственно коэффициента расхода μ_s — через условный коэффициент μ_{sa} , либо еще проще на замене давления в цилиндре p_z через атмосферное давление p_i и коэффициента расхода μ_s — через условный коэффициент расхода μ_{si} .

$$\sigma \% = \frac{0,08}{\sqrt[3]{p_a(p_s - p_a)}} \left(\frac{nD}{v_s \mu_{sa}} \beta \eta \right)^{2/3}; \quad (44)$$

$$\sigma \% = \frac{0,08}{\sqrt[3]{p_i(p_s - p_i)}} \left(\frac{nD}{v_s \mu_{si}} \beta \eta \right)^{2/3}. \quad (45)$$

Пользование условными коэффициентами расхода, предложенное Рингвальдом (Ringwald M., Der Auspuff- und Spülvorgang bei Zweitaktmaschinen, VDI, 1923, № 46 и 47) и все более находящее себе применение за границей, позволяет при расчете продувки обходиться без определения давления после продувочных окон и без отдельного учета внутреннего сопротивления цилиндра.

Если для наилучших условий действительный коэффициент расхода продувочных окон может быть взят до $\mu_s = 0,95$, то условный коэффициент μ_{si} примерно составляет для поперечной продувки около 0,85 и для петлевой продувки около 0,5—0,6.

Заметим еще, что хотя ф-ла (36) в основном применима для простых продувочных окон с симметричным действием относительно н.м.т., но она допускает применение и для других случаев, если заменить действительный коэффициент β некоторым фиктивным значением. Например при продувке с двумя рядами продувочных окон расчет нижних окон производится по ф-ле (36) с подстановкой уменьшенного β , относящегося только к этим окнам.

Из ф-лы (36) и ее модификаций могут быть получены некоторые выводы для такого случая, как продувка при переменном числе оборотов. Так, из ф-лы (45), приближенно принимая μ_{si} и η постоянными, получаем соотношение

$$\frac{n^2}{p_s - p_i} = \text{const.} \quad (46)$$

Приведем в заключение несколько числовых примеров.

1. Требуется определить давление в цилиндре за продувочными окнами p_s в бескомпрессорном дизеле с петлевой продувкой при давлении продувочного воздуха $p_s = 1,15 \text{ ага}$, относительной высоте продувочных окон $\sigma = 14,6\%$, числе оборотов в минуту двигателя $n = 500$, диаметре цилиндра $D = 140 \text{ мм}$, доле использования окружности продувочными окнами $v_s = 0,174$, коэффициенте расхода $\mu_s = 0,77$ и относительном количестве продувочного воздуха $\beta\eta = 1$.

Ф-ла (43) дает:

$$p_s = 1,15 \left[1 - \left(\frac{0,08}{14,6} \right)^3 \left(\frac{500 \cdot 0,14}{0,174 \cdot 0,77} \cdot \frac{1}{1,15} \right)^2 \right] = 1,15 \left[1 - 0,000549^3 \left(\frac{522}{1,15} \right)^2 \right] =$$

$$= 1,15 (1 - 0,000000165 \cdot 206\,000) = 1,15 (1 - 0,0340) = 1,11 \text{ ага}.$$

Именно это значение указано в книге А. С. Орлина „Продувка двухтактных двигателей“, стр. 52, откуда взяты данные для этого примера. Лишь коэффициент η_s взят у Орлина 0,75 (следовало бы взять этот коэффициент значительно выше).

2. Требуется определить высоту продувочных окон для бескомпрессорного дизеля с поперечной продувкой по следующим данным: диаметр цилиндра $D = 175 \text{ мм}$, число оборотов $n = 506$ в минуту, коэффициент использования окружности продувочными окнами $v_s = 0,1195$, относительное количество продувочного воздуха $\beta\eta = 1,35$, давление продувочного воздуха $p_s = 1,27 \text{ ага}$, атмосферное давление $p_i = 1,02 \text{ ага}$ и условный коэффициент расхода $\mu_{si} = 0,85$.

По ф-ле (45) находим

$$\sigma\% = \frac{0,08}{\sqrt[3]{1,02 \cdot 0,25}} \left(\frac{506 \cdot 0,175}{0,1195 \cdot 0,85} \cdot 1,35 \right)^{2/3} = \frac{0,08}{\sqrt[3]{0,255}} 1178^{2/3} = \frac{0,08}{0,634} 111,3 = 14,0\%.$$

Значение $\sigma = 14\%$ дано в книге Цемана (Zeman, Zweitakt Dieselmotoren kleinerer und mittlerer Leistung, 1935), откуда взят приведенный пример (лишь у Цемана принято $p_s = 1,25 \text{ ага}$ при $p_i = 1 \text{ ага}$ и $\mu_{si} = 0,822$).

3. При $n = 506$ об/мин избыточное давление продувочного воздуха $p_s - p_i = 0,25 \text{ ага}$. Найти его величину при $n' = 409$ об/мин.

По ф-ле (45) имеем

$$p'_s - p_i = \left(\frac{n'}{n} \right)^2 (p_s - p_i) = \left(\frac{409}{506} \right)^2 \cdot 0,25 = 0,807^2 \cdot 0,25 = 0,163 \text{ ага}.$$

В действительности же найдено $p'_s - p_i = 0,15 \text{ ага}$ при одновременно увеличившемся коэффициенте расхода μ_{si} от 0,822 до 0,84, что говорит об улучшившихся условиях в выхлопной системе.

ГЛАВА IV

ПРОЦЕСС ЗАПОЛНЕНИЯ ЦИЛИНДРА ВОЗДУХОМ

§ 1. Коэффициенты: качества продувки, остаточный и подачи

Качественный результат продувки в двухтактных двигателях, характеризующий чистоту заряда, обычно выражается качественным коэффициентом полезного действия продувки, обозначаемым через η_p и дающим отношение оставшегося в цилиндре к моменту начала сжатия воздуха $V_{возд}$ к общему содержанию газов в цилиндре в этот момент $V_{общ}$. Кроме воздуха в цилиндре

еще находятся остаточные газы $V_{ост}$. Все три объема — $V_{возд}$, $V_{ост}$ и $V_{общ}$ — должны быть измерены при общих давлении и температуре, беря в качестве таковых либо p_1 и T_1 для начала сжатия, либо p_i и T_i для окружающих условий, либо p_n и T_n для нормальных условий.

Таким образом,

$$\eta_s = \frac{V_{возд}}{V_{общ}}, \quad (1)$$

откуда

$$V_{общ} = \frac{V_{возд}}{\eta_s}. \quad (1a)$$

С другой стороны, качество продувки может быть охарактеризовано остаточным коэффициентом γ , как это делается обычно в тепловом расчете двигателей внутреннего сгорания (см., например, работу автора „Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания“, 1932 г., стр. 24). Под остаточным коэффициентом подразумевают отношение количества остаточных газов к свежему воздуху

$$\gamma = \frac{V_{ост}}{V_{возд}}, \quad (2)$$

откуда

$$V_{ост} = \gamma V_{возд}. \quad (2a)$$

Из ф-л (1a) и (2a) вычитанием получаем

$$V_{общ} - V_{ост} = V_{возд} = \frac{V_{возд}}{\eta_s} - \gamma V_{возд}$$

или

$$1 = \frac{1}{\eta_s} - \gamma,$$

откуда

$$\gamma = \frac{1}{\eta_s} - 1 \quad (3)$$

или

$$\eta_s = \frac{1}{1 + \gamma}, \quad (4)$$

а также

$$1 - \eta_s = \frac{\gamma}{1 + \gamma}. \quad (4a)$$

Эти формулы указывают на существование очень простой зависимости между коэффициентом полезного действия продувки и остаточным коэффициентом.

Иногда эту зависимость представляют в более упрощенном виде. Так, например, в курсе проф. Н. Р. Брилинга „Двигатели внутреннего сгорания“, 1935 г., стр. 156 дано

$$\gamma = 1 - \eta_s.$$

Для вычисления количества оставшегося в цилиндре после продувки продувочного воздуха по геометрическим размерам цилиндра служит коэффициент подачи цилиндра, который можно представить формулой

$$\eta_v = \frac{V_{возд}^{окр}}{V_h}, \quad (5)$$

где $V_{возд}^{окр}$ приведено к окружающим условиям¹. Численно коэффициент подачи (или наполнения) η_p близок к коэффициенту η_v .

Заметим, что некоторые авторы, например проф. А. С. Орлин (в книге „Продувка двухтактных быстроходных двигателей внутреннего сгорания“, 1935 г., стр. 23), качественный коэффициент продувки называют коэффициентом наполнения процесса и обозначают η_v , что приводит к некоторым недоразумениям.

§ 2. Коэффициент относительного расхода продувочного воздуха

Израсходованное для продувки количество воздуха $V_{прод}$, поданное продувочным насосом, всегда превышает то количество воздуха, которое может поместиться в рабочем цилиндре (лишь при кривошипно-камерной продувке мы имеем обратное соотношение).

Обозначая через V_p описанный поршнем продувочного насоса объем (приходящийся на один ход рабочего поршня), а через η — коэффициент подачи его, имеем

$$V_{прод}^{окр} = \eta V_p \quad (6)$$

А если, кроме того, через β обозначить относительный объем продувочного насоса

$$\beta = \frac{V_p}{V_h} \quad (7)$$

то получаем

$$\varphi = \frac{V_{прод}^{окр}}{V_h} = \eta \beta \quad (8)$$

Коэффициент φ , дающий отношение объема поданного продувочным насосом воздуха (при окружающих условиях) к описанному поршнем рабочего цилиндра объему, носит название относительного расхода продувочного воздуха².

Нередко относительный расход продувочного воздуха понимают, как

$$\varphi_0 = \frac{V_{прод}}{V_h + V_c} \quad (9)$$

где V_c — объем пространства сжатия рабочего цилиндра, а $V_{прод}$ — приведено к окружающим (или к нормальным) условиям.

Наиболее же точным выражением для относительного расхода продувочного воздуха является

$$\varphi_1 = \frac{V_{прод}}{V_1} \quad (10)$$

где V_1 — объем газов, заключенных в цилиндре в момент начала сжатия, а $V_{прод}$ — объем поданного насосом продувочного воздуха при условиях начала сжатия в цилиндре (p_1 и T_1).

¹ Мейер этот коэффициент называет *Ladeverhältnis*, обозначая η_v ; Рингвальд (M. Ringwald, *Der Auspuff- und Spülvorgang bei Zweitaktmaschinen*, VDI, № 46, 1923) обозначает его η_0 ; Лист (H. List, *Kurbelkastenspülung für Zweitaktmotoren*, VDI, 1929, Bd. 73, № 7, S 225) называет его *Liefergrad des Spülvorganges*, обозначая η' ; то же обозначение применяет Венедигер, называя коэффициент „*Ladegrad*“.

² Мейер назвал этот коэффициент „*der Luftaufwand*“, обозначая η_v . Сохраняя это же наименование, другие авторы прибегают к иным обозначениям. Так, Рингвальд обозначает его L ; Лист применяет обозначение λ ; Нейман пользуется обозначением ψ , причем объем продувочного воздуха предполагается приведенным к условиям 15°С и 1 *atm*; этот же автор, кроме того, употребляет несколько иной коэффициент ϕ , отличающийся принятием вместо объема V_h суммы этого объема с объемом сжатия V_c ; Вунтерлин (в выше цитир. работе) обозначает этот коэффициент, как и Рингвальд, L (беря объем продувочного воздуха при нормальных условиях); Венедигер (в выше цитир. работе) обозначает этот коэффициент λ_s (называя его в общем случае *der Spülmittelaufwand*) или λ_L (для нефтяных двигателей). Орлин (в выше упомянутой работе) именует его коэффициентом избытка продувочного воздуха, обозначая φ .

Заметим, что коэффициент φ_0 (по окружающим условиям) лишь немного меньше (на 5—6%), чем φ , коэффициент же φ_1 значительно больше, чем φ (и, конечно, больше, чем φ_0).

В самом деле,

$$\varphi = \frac{V_{\text{прод}}^{\text{окр}}}{V_h}; \quad \varphi_0 = \frac{V_{\text{прод}}^{\text{окр}}}{V_h + V_c}; \quad \varphi_1 = \frac{V_{\text{прод}}'}{V_1}.$$

Но

$$V_c = \frac{1-\psi}{\varepsilon-1} V_h; \quad V_c + V_h = \frac{\varepsilon-\psi}{\varepsilon-1} V_h; \quad V_1 = V_c + (1-\psi) V_h = \frac{\varepsilon(1-\psi)}{\varepsilon-1} V_h.$$

Поэтому

$$\frac{\varphi}{\varphi_0} = \frac{V_h + V_c}{V_h} = \frac{\varepsilon-\psi}{\varepsilon-1}; \quad (11)$$

$$\frac{\varphi_1}{\varphi} = \frac{V_{\text{прод}}'}{V_{\text{прод}}^{\text{окр}}} \frac{V_h}{V_1} = \frac{T_1 p_{\text{окр}}}{p_1 T_{\text{окр}}} \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon(1-\psi)}; \quad (12)$$

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_0} = \frac{V_{\text{прод}}'}{V_{\text{прод}}^{\text{окр}}} \frac{V_h + V_c}{V_1} = \frac{T_1 p_{\text{окр}}}{p_1 T_{\text{окр}}} \frac{\varepsilon-\psi}{\varepsilon(1-\psi)}. \quad (13)$$

Так, например, при $\varepsilon = 15$; $\psi = 0,25$; $p_{\text{окр}} = 1,02$ ата; $T_{\text{окр}} = 290^\circ \text{K}$; $p_1 = 1,1$ ата; $T = 360^\circ \text{K}$ мы имеем:

$$\frac{\varphi}{\varphi_0} = \frac{15-0,25}{15-1} = 1,054;$$

$$\frac{\varphi_1}{\varphi} = \frac{360 \cdot 1,02}{1,1 \cdot 290} \cdot \frac{15-1}{15 \cdot 0,75} = 1,433;$$

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_0} = \frac{360 \cdot 1,02}{1,1 \cdot 290} \cdot \frac{15-0,25}{15 \cdot 0,75} = 1,51$$

или путем проверки

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_0} = \frac{\varphi}{\varphi_0} \cdot \frac{\varphi_1}{\varphi} = 1,054 \cdot 1,433 = 1,51.$$

§ 3. Коэффициенты использования и утечки продувочного воздуха

Оставшийся в цилиндре после продувки воздух $V_{\text{возд}}$ составляет лишь часть общего количества израсходованного продувочного воздуха $V_{\text{прод}}$, остальной же воздух $V_{\text{прод}} - V_{\text{возд}}$ (меньшая часть) пролетает через цилиндр.

Отношение $\frac{V_{\text{возд}}}{V_{\text{прод}}}$ называется коэффициентом использования продувочного воздуха¹

$$\eta_{\text{исп}} = \frac{V_{\text{возд}}}{V_{\text{прод}}}, \quad (14)$$

а отношение $\frac{V_{\text{прод}} - V_{\text{возд}}}{V_{\text{прод}}}$ носит название коэффициента утечки (см., например, курс проф. Брилинга, стр. 96 и 198):

$$\eta_{\text{ут}} = \frac{V_{\text{прод}} - V_{\text{возд}}}{V_{\text{прод}}}, \quad (15)$$

причем² очевидно, что

¹ Мейер называет этот коэффициент „Nitzbarkeit des Spülluft“, обозначая η_n ; Лист называет его „Spülwirkungsgrad“, обозначая η_s ; также обозначает его Венедигер, называя „der quantitative Spülwirkungsgrad“; Нейман обозначает его α ; Орлин использует обозначение Листа и Венедигера.

² Нейман его обозначает ξ_v .

$$\eta_{ум} = 1 - \eta_{исп}. \quad (16)$$

Заметим, что два последних коэффициента легко могут быть сведены к основным коэффициентам, ранее указанным.

В самом деле,

$$\frac{\eta_v}{\eta_{исп}} = \frac{V_{возд}^{окр}}{V_h} \frac{V_{прод}^{окр}}{V_{возд}^{окр}} = \frac{V_{прод}^{окр}}{V_h} = \varphi,$$

откуда

$$\eta_{исп} = \frac{\eta_v}{\varphi}. \quad (17)$$

Иначе

$$\frac{\eta_s}{\eta_{исп}} = \frac{V_{возд}}{V_{общ}} \frac{V_{прод}}{V_{возд}} = \frac{V_{прод}}{V_{общ}} = \varphi_1,$$

откуда

$$\eta_{исп} = \frac{\eta_s}{\varphi_1}. \quad (18)$$

§ 4. Зависимость коэффициента качества продувки и остаточного коэффициента от относительного расхода продувочного воздуха

Коэффициент качества продувки возрастает, а остаточный коэффициент падает вместе с увеличением расхода продувочного воздуха; кроме того, большую роль играют: конструкция цилиндра — как по форме, так и по размещению продувочных каналов, отношение хода поршня к диаметру цилиндра и пр. Как показывают специальные исследования, в первые моменты продувки воздух почти целиком остается в цилиндре, вытесняя сгоревшие газы, в дальнейшем же все большая часть вновь поступающего в цилиндр воздуха пролетает насквозь, иначе говоря, близкие к единице значения коэффициента полезного действия продувки требуют чрезвычайно больших относительных расходов воздуха. В силу указанного для различных систем продувки существуют некоторые предельные значения коэффициентов относительного расхода воздуха, выше которых идти нецелесообразно. Для самых лучших систем двухтактных двигателей, к числу которых относятся двигатели с прямоточной продувкой, нецелесообразно идти в относительном расходе продувочного воздуха выше значения $\varphi = 1,6$. Для среднего качества систем, например, для петлевой продувки, нецелесообразно идти выше $\varphi = 1,4$, причем к. п. д. продувки будет значительно ниже, чем в предыдущем случае. Для простой щелевой поперечной продувки достаточно ограничиться значением $\varphi = 1,2$ при соответственно умеренных значениях к. п. д. продувки (примерные значения достижимых к. п. д. продувки для трех взятых здесь случаев будут: 0,93; 0,79 и 0,66).

Нейману (K. Neumann, Der Spül- und Ladevorgang bei Zweitaktmotoren. VDI-Forschungsheft 334, 1930) удалось вывести математическую зависимость коэффициента η_s от коэффициента φ_1 в предположении полного перемешивания воздуха с остаточными газами в цилиндре двигателя, что оказалось хорошо отвечающим процессу продувки в двигателях Юнкерса, а именно: его уравнение, с некоторыми упрощениями, имеет вид

$$\eta_s = \frac{1}{1 + \frac{T_s}{T_g(e^{\varphi_1} - 1)}}, \quad (19)$$

где T_g — температура продувочного воздуха в ресивере, T_s — температура газов в цилиндре в первый момент продувки, φ_1 есть коэффициент относительного расхода продувочного воздуха, а $e = 2,71828$ — основание натуральных логарифмов ($\lg e = 0,43429$). В одном частном случае было $T_g = 323^\circ\text{K}$, $T_s = 968^\circ\text{K}$, поэтому

$$\frac{T_s'}{T_5} = 0,334$$

и, следовательно,

$$\eta_s = \frac{1}{1 + \frac{0,334}{e^{\varphi_1} - 1}}$$

В общем случае можно эту формулу представить в таком виде:

$$\eta_s = \frac{1}{1 + \frac{m}{e^{\varphi_1} - 1}} = 1 - \frac{m}{e^{\varphi_1} - (1 - m)} \quad (20)$$

Винтерлин (K. Winterlin, Spülung und Leistung bei Zweitaktmotoren, VDI, № 6, 1931), допуская еще большие упрощения, получил формулу

$$\eta_s = 1 - \frac{1}{e^{\varphi}}, \quad (21)$$

в которой коэффициент относительного расхода продувочного воздуха взят φ (вместо φ_1), что практически более удобно, в остальном же форма этого уравнения та же, что предыдущего при $m=1$. Винтерлин утверждает, что предложенная им формула отвечает некоторым средним условиям.

Обобщая формулы Неймана и Винтерлина, можно прийти к формуле

$$\eta_s = \frac{1}{1 + \frac{m}{e^{\varphi} - 1}} = 1 - \frac{m}{e^{\varphi} - (1 - m)}, \quad (22)$$

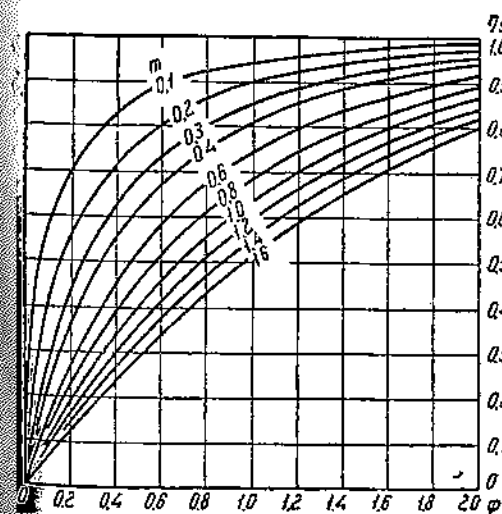
где коэффициент m следует принимать от 0,2—0,3 в самых лучших случаях до 1,4—1,6 в худших случаях.

Так как остаточный коэффициент по ф-ле (3)

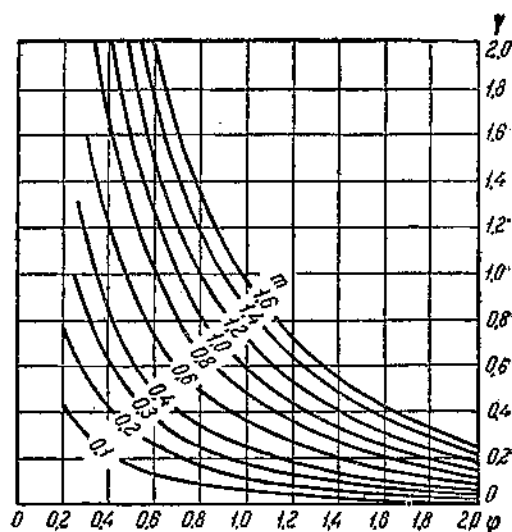
$$\gamma = \frac{1}{\eta_s} - 1,$$

то, следовательно, с подстановкой η_s из предыдущего равенства мы получим

$$\gamma = \frac{m}{e^{\varphi} - 1}. \quad (23)$$



Фиг. 24



Фиг. 25

Табл. 20 иллюстрирует две последние формулы: для η_e и для γ (см. также Фиг. 24 и 25).

Таблица 20

$0,4343 \frac{\varphi}{e^\varphi} =$		0,35	0,70	1,05	1,40	2,0
		0,152	0,304	0,456	0,607	0,868
		1,42	2,015	2,86	4,04	7,33
$m=0,1$	$e^\varphi - 0,9 =$	0,52	1,115	1,96	3,14	6,48
	$\eta_{is} =$	0,8075	0,910	0,949	0,968	0,985
	$\gamma =$	0,239	0,100	0,053	0,033	0,015
$m=0,2$	$e^\varphi - 0,8 =$	0,62	1,215	2,06	3,24	6,58
	$\eta_{is} =$	0,6775	0,835	0,908	0,938	0,970
	$\gamma =$	0,481	0,198	0,101	0,066	0,031
$m=0,3$	$e^\varphi - 0,7 =$	0,72	1,315	2,16	3,34	6,68
	$\eta_{is} =$	0,583	0,772	0,861	0,910	0,955
	$\gamma =$	0,716	0,295	0,162	0,099	0,047
$m=0,4$	$e^\varphi - 0,6 =$	0,82	1,415	2,26	3,44	6,78
	$\eta_{is} =$	0,512	0,717	0,823	0,884	0,941
	$\gamma =$	0,953	0,395	0,215	0,131	0,063
$m=0,6$	$e^\varphi - 0,4 =$	1,02	1,615	2,46	3,64	6,98
	$\eta_{is} =$	0,412	0,628	0,756	0,835	0,914
	$\gamma =$	1,427	0,593	0,323	0,198	0,094
$m=0,8$	$e^\varphi - 0,2 =$	1,22	1,815	2,66	3,84	7,18
	$\eta_{is} =$	0,344	0,559	0,699	0,7915	0,8885
	$\gamma =$	1,91	0,790	0,43	0,265	0,125
$m=1,0$	$1 : e^\varphi =$	0,704	0,496	0,350	0,2475	0,1355
	$\eta_{is} =$	0,296	0,504	0,650	0,7525	0,8645
	$\gamma =$	2,378	0,984	0,539	0,328	0,156
$m=1,2$	$e^\varphi + 0,2 =$	1,62	2,215	3,06	4,24	7,58
	$\eta_{is} =$	0,259	0,458	0,608	0,717	0,8417
	$\gamma =$	2,86	1,18	0,645	0,395	0,189
$m=1,4$	$e^\varphi + 0,4 =$	1,82	2,415	3,26	4,44	7,78
	$\eta_{is} =$	0,230	0,420	0,571	0,684	0,820
	$\gamma =$	3,35	1,38	0,750	0,463	0,220
$m=1,6$	$e^\varphi + 0,6 =$	2,02	2,615	3,46	4,64	7,98
	$\eta_{is} =$	0,207	0,387	0,5375	0,655	0,7995
	$\gamma =$	3,87	1,585	0,860	0,528	0,250

Имеющийся в настоящее время опытный материал позволяет с известной степенью достоверности выбрать для основных типов двухтактных двигателей значения коэффициента m в последних формулах.

С этой целью воспользуемся следующими данными.

а) Прямоточная продувка

По опытам Кертиса (см. Diesel Power № 9, т. XI, 1933) с моделью цилиндра с выхлопными клапанами при $S:D=2$ и выше (цилиндр предварительно заполнялся углекислотой, затем туда подавалась порция свежего воздуха) найдено (приведенные значения взяты из графика):

для $\varphi = 1,2 \quad 1,4 \quad 1,6 \quad 1,8$

при отсутствии выхлопных патрубков } $\eta_{is} = 0,92 \quad 0,94 \quad 0,96 \quad 0,97$ (кривая e на фиг. 26),
с очень широкими выхлопными патрубками } $\eta_{is} = 0,865 \quad 0,895 \quad 0,917 \quad 0,935$ (кривая f на фиг. 26).

По опытам Листа (H. List, Kurbeikas-
tensprüfung für Zweitaktmotoren, VDI, Bd. 73,
№ 7, 1929, S. 225) с моделью цилиндра
двигателя Юнкера найдено:

для $\varphi = 1$ $\eta_s = 0,86$ (точка k на фиг. 26).

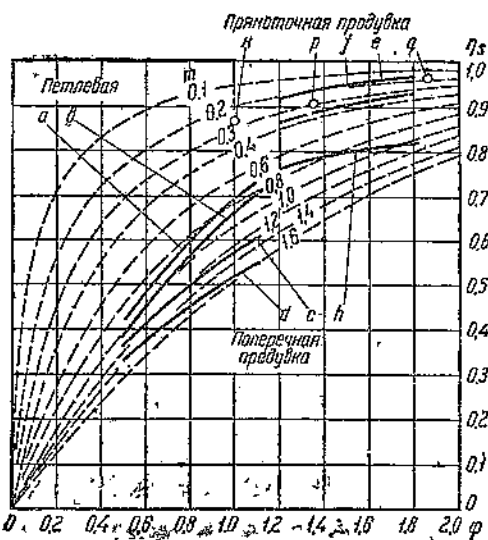
По опытам Неймана (выше цитиро-
ванная работа) с двигателем Юнкера
HK60 получено:

для $\varphi = 1,37$ $\eta_s = 0,91$ (точка p на фиг. 26),

для $\varphi = 1,85$ $\eta_s = 0,97$ (точка q на фиг. 26).

б) Петлевая продувка

По опытам Листа (см. выше указан-
ную работу, стр. 225, значения взяты
из графика)



Фиг. 26

для $\varphi = 0,5$ 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0 1,1
при $\frac{S}{D} = 1,19$ $\eta_s = 0,41$ 0,47 0,535 0,60 0,65 0,70 0,71 (кривая a на фиг. 26),

при $\frac{S}{D} = 1,95$ $\eta_s = 0,38$ 0,44 0,50 0,55 0,61 0,66 0,71 (кривая b на фиг. 26).

По опытам Кертиса (см. выше) при $\frac{S}{D} = 4/3$, $\psi = 28\%$, $\sigma = 14\%$, выпуклом
поршне и косых продувочных каналах найдено:

для $\varphi = 1,2$ 1,4 1,6 1,8
при простом действии $\eta_s = 0,928$ 0,947 0,96 0,975 } (не отмечены на фиг. 26).
при двойном действии $\eta_s = 0,87$ 0,90 0,92 0,94 }

Примечание. По данным Цемана характерное отношение для петлевой
продувки $\frac{S}{D} = 1,8$ (не больше).

в) Поперечная продувка

По данным Листа получено:

для $\varphi = 0,5$ 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0 1,1
при $\frac{S}{D} = 1,25$ $\eta_s = 0,37$ 0,415 0,46 0,50 0,54 0,58 0,615 (кривая c на фиг. 26),

при $\frac{S}{D} = 1,54$ $\eta_s = 0,33$ 0,38 0,415 0,45 0,495 0,53 0,555 (кривая d на фиг. 26),

при $\frac{S}{D} = 1,98$ $\eta_s = 0,31$ 0,35 0,39 0,43 0,465 0,50 0,53 (не даны на фиг. 26).

По данным Кертиса (см. выше) при $\frac{S}{D} = 4/3$, $\psi = 28\%$, $\sigma = 14\%$ и вы-
пуклом поршне найдено:

для $\varphi = 1,2$ 1,4 1,6 1,8
 $\eta_s = 0,765$ 0,79 0,805 0,815 (кривая h на фиг. 26).

Примечание. По данным Цемана для поперечной продувки харак-
терное отношение $\frac{S}{D} = 1,4$ (не больше).

Для кривошипно-камерной продувки имеем следующие частные данные.

По данным Брилинга $\varphi = 0,6—0,8$ (таков же коэффициент подачи продувочного насоса), а коэффициент утечки $\eta_{ут} = 0,12$, следовательно, коэффициент использования продувочного воздуха $\eta_{исп} = 0,88$ (слишком мало $\eta_{ут}$ и слишком велико $\eta_{исп}$!).

По данным Дуббеля коэффициент подачи насоса $\eta = 0,72—0,75$, а к. п. д. продувки $\eta_s = 0,55—0,49$.

По данным Мазинга („Рабочий процесс двухтактного двигателя Дизеля“, „Дизелестроение“ № 1 1932 г.) $\eta = 0,75$, а коэффициент использования продувочного воздуха $\eta_{исп} = 0,65—0,60$, следовательно, коэффициент утечки $\eta_{ут} = 0,35—0,40$.

По данным Керера (Otto Kehler, Raschlaufende ölmachines, Oldenburg, München und Berlin, 1927) для испытанного им двигателя (нефтянка „Бульдог“) $\eta = 0,64$ при холостом ходе до $\eta = 0,482$ при полной нагрузке (по диаграмме 0,454).

По данным Цемана $\varphi = 0,75—0,85$.

По данным Ключенера (O. Klüßener, Das Arbeitsverfahren raschlaufender Zweitakt-Vergasermaschinen, Forschungsarbeiten, Heft 334, 1930) для испытанного им карбюраторного двухтактного двигателя $\eta = 0,7—0,52$ (в зависимости от числа оборотов) при коэффициенте использования продувочного воздуха $\eta_{исп} = 0,65—0,86$.

На фиг. 26 нанесены отдельные точки и кривые экспериментально найденных значений η_s в зависимости от φ для главнейших типов двигателей (значение подписанных на фиг. 26 букв пояснено выше). Эти кривые по своему характеру достаточно близко подходят к кривым постоянных m в ф-ле (22) (фиг. 24).

Поэтому можно принять практически:

для двигателей с прямой продувкой $m = 0,2$ до $0,4$,

для двигателей с петлевой продувкой $m = 0,8$ до $1,0$,

для двигателей с поперечной продувкой $m = 1,2$ до $1,4$

(включая двигатели с кривошипно-камерной продувкой).

§ 5. Определение температуры заряда в момент окончания продувки

Температура заряда в момент окончания продувки, обозначим ее T_7 , определяется из уравнения смешения по температуре свежего воздуха, поступившего в цилиндр, обозначим ее T_0 , и температуре остаточных газов, которую мы обозначим T_r . Кроме этих температур, требуется знание коэффициента полезного действия продувки η_s или остаточного коэффициента γ . Для упрощения задачи принимают равенство теплоемкостей воздуха и остаточных газов, а также независимость теплоемкостей от температуры.

Для определенности задачи считаем, что смешение происходит при постоянном давлении, соответствующем моменту окончания продувки. К этому давлению следует отнести все три температуры, входящие в уравнение смешения. Температура воздуха в цилиндре T_0 приблизительно равна температуре в ресивере T_s в предположении, что адиабатическое снижение температуры воздуха в продувочных окнах исчезает при остановке воздуха внутри цилиндра; в действительности это не вполне верно, но, с другой стороны, воздух несколько подогреется от соприкосновения со стенками цилиндра; итак возможно считать $T_0 \approx T_s$. Температура остаточных газов в цилиндре T_r приблизительно равна или, точнее, несколько ниже температуры в начале продувки T_5 . Если из теплового расчета (или путем оценки) установлены температура газов в начале выхлопа T_4 и соответствующее давление p_4 , то при допущении расширения газов в период предварения выхлопа и продувки по политропе с показателем $m = 2$ до давления p_7 искомая температура будет

$$T_7 = T_4 \sqrt{\frac{p_7}{p_4}}. \quad (24)$$

Обычно $T_r = 600$ до 900°K (иногда еще выше).

Температура смешения T_7 должна приблизительно равняться температуре начала сжатия в цилиндре T_1 , точнее же — в простейших системах продувки (без наддува) T_7 несколько ниже T_1 (так как от момента закрытия продувочных окон до момента закрытия выхлопных окон, определяющего собой начало сжатия, происходит небольшое повышение температуры), в системах же продувки с наддувом, напротив, T_7 несколько выше T_1 , если условно за момент начала сжатия (точка 1) принимать момент закрытия выхлопных окон.

Температура T_7 через коэффициент η_s выражается так:

$$T_7 = \eta_s T_0 + (1 - \eta_s) T_r = T_0 + (1 - \eta_s)(T_r - T_0) = T_r - \eta_s(T_r - T_0), \quad (25)$$

а через коэффициент γ

$$T_7 = T_0 + \frac{\gamma}{1 + \gamma} (T_r - T_0) = T_r - \frac{T_r - T_0}{1 + \gamma}. \quad (26)$$

Обратно, для нахождения T_r по η_s имеем:

$$T_r = T_0 + \frac{T_7 - T_0}{1 - \eta_s} = \frac{T_7 - \eta_s T_0}{1 - \eta_s} = T_7 + \frac{\eta_s}{1 - \eta_s} (T_7 - T_0), \quad (27)$$

а для нахождения T_r по γ

$$T_r = T_0 + \frac{1 + \gamma}{\gamma} (T_7 - T_0) = T_7 + \frac{T_7 - T_0}{\gamma}. \quad (28)$$

Для нахождения T_0 по η_s имеем:

$$T_0 = \frac{T_7 - (1 - \eta_s) T_r}{\eta_s} = T_r - \frac{T_r - T_7}{\eta_s} = T_7 - \frac{1 - \eta_s}{\eta_s} (T_r - T_7), \quad (29)$$

а для определения T_0 по γ имеем:

$$T_0 = T_r - (1 + \gamma)(T_r - T_7) = T_7 - \gamma(T_r - T_7) = (1 + \gamma) T_7 - \gamma T_r. \quad (30)$$

Наконец, для нахождения η_s по T_1 имеем:

$$\eta_s = \frac{T_r - T_7}{T_r - T_0}, \quad (31)$$

а для нахождения γ по T_7

$$1 + \gamma = \frac{T_r - T_0}{T_r - T_7}; \quad \gamma = \frac{T_r - T_0}{T_r - T_7}. \quad (32)$$

Пример 1. Для двигателя Юнкера или при обращенной прямоточной продувке с выхлопными клапанами, принимая $m = 0,3$, имеем:

$$\eta_s = 1 - \frac{m}{e^{\varphi} - (1 - m)} = 1 - \frac{0,3}{e^{\varphi} - 0,7}.$$

Поэтому при $\varphi = 1,6$

$$1,6 \cdot 0,4343 = 0,6950; \quad e^{\varphi} = 4,955; \quad \eta_s = 1 - \frac{0,3}{4,255} = 1 - 0,0705 \approx 0,930$$

и

$$\gamma = \frac{1}{\eta_s} - 1 = 0,076.$$

Принимая температуру остаточных газов $T_r = 650^\circ\text{K}$ и температуру воздуха $T_0 = 350^\circ\text{K}$, находим:

$$T_7 = T_0 + (1 - \eta_s)(T_r - T_0) = 350 + 0,070 \cdot 300 = 371^\circ\text{K}, \text{ или } t_7 = 98^\circ\text{C}.$$

Пример 2. Для двигателя с петлевой продувкой, принимая $m = 0,8$, имеем:

$$\eta_s = 1 - \frac{0,8}{e^{\varphi} - 0,2}.$$

Поэтому при $\varphi = 1,4$

$$1,4 \cdot 0,4343 = 0,6081; \quad e^{\varphi} = 4,056; \quad \eta_s = 1 - \frac{0,8}{3,856} = 1 - 0,2075 = 0,7925$$

и $\gamma = 0,262.$

Принимая температуру остаточных газов $T_r = 610^\circ\text{K}$ и температуру воздуха $T_0 = 320^\circ\text{K}$, находим:

$$T_7 = 320 + 0,2075 \cdot 290 = 320 + 60 = 380^\circ\text{K}$$

или $t_7 = 107^\circ\text{C}.$

Пример 3. Для двигателя с поперечной продувкой, принимая $m = 1,2$, имеем

$$\eta_s = 1 - \frac{1,2}{e^{\varphi} + 0,2}.$$

Поэтому при $\varphi = 1,2$

$$1,2 \cdot 0,4343 = 0,5212; \quad e^{\varphi} = 3,321; \quad \eta_s = 1 - \frac{1,2}{3,521} = 1 - 0,3409 = 0,6591$$

и $\gamma = 0,517.$

Принимая температуру остаточных газов $T_r = 730^\circ\text{K}$ и температуру воздуха $T_0 = 320^\circ\text{K}$, находим:

$$T_7 = 320 + 0,341 \cdot 410 = 320 + 140 = 460 \approx 461^\circ\text{K}, \text{ или } t_7 = 188^\circ\text{C}.$$

Пример 4. Для двигателя с поперечной кривошипно-камерной продувкой, принимая $m = 1,2$, имеем:

$$\eta_s = 1 - \frac{1,2}{e^{\varphi} + 0,2},$$

поэтому при $\varphi = 0,8$

$$0,8 \cdot 0,4343 = 0,3474; \quad e^{\varphi} = 2,225; \quad \eta_s = 1 - \frac{1,2}{2,425} = 1 - 0,4948 = 0,5052$$

и $\gamma = 0,980.$

Принимая температуру остаточных газов $T_r = 650^\circ\text{K}$ и температуру воздуха $T_0 = 320^\circ\text{K}$, находим:

$$T_7 = 320 + 0,495 \cdot 330 = 320 + 163,2 = 483,2^\circ\text{K}, \text{ или } t_7 = 210,2^\circ\text{C}.$$

§ 6. Процесс изменения температуры газов в цилиндре во время продувки

Температура газов в момент окончания продувки определяется из ф-л (25) и (26)

$$T_7 = T_0 + (1 - \eta_s)(T_r - T_0) = T_0 + \frac{\gamma}{1 + \gamma}(T_r - T_0),$$

где по ф-лам (4а) и (22)

$$1 - \eta_s = \frac{\gamma}{1 + \gamma} = \frac{m}{e^{\varphi} - (1 - m)},$$

следовательно, окончательно

$$T_7 = T_0 + \frac{m}{e^{\varphi} - (1 - m)}(T_r - T_0). \quad (33)$$

В процессе продувки относительное количество воздуха, прошедшего через продувочные окна, является переменной величиной, которую будем обозначать u . Обозначая через b_s полное геометрическое действие продувочных

окон (со включением процесса наддувки), а через b — промежуточные значения этой величины, мы можем приближенно принять

$$n = \frac{b}{b_s} \cdot \varphi.$$

По аналогии с формулой для T_7 мы можем температуру газов в любой момент продувки подсчитать по формуле

$$T = T_0 + \frac{m}{e^n - (1 - m)} (T_r - T_0). \quad (34)$$

Для применения этой формулы требуется знать температуру продувочного воздуха в цилиндре T_0 , температуру остаточных газов T_r (при давлении p_r в момент закрытия продувочных окон), далее коэффициент m , относительное количество продувочного воздуха φ (для всего процесса в целом) и, наконец, переменное отношение $\frac{b}{b_s}$.

Способ оценки температур T_0 и T_r был указан в предыдущем параграфе. Коэффициенты φ и m могут быть заданы непосредственно, откуда по ф-ле (23)

$$\gamma = \frac{m}{e^\varphi - 1},$$

и, следовательно, по ф-ле (4)

$$\eta_s = \frac{1}{1 + \gamma}$$

или окончательно по ф-ле (22)

$$\eta_s = 1 - \frac{m}{e^\varphi - (1 - m)}.$$

Или же вместо этого может быть задан коэффициент γ вместе с φ , откуда из ф-лы (23)

$$m = \gamma(e^\varphi - 1), \quad (35)$$

либо вместе с m , откуда

$$\varphi = 2,303 \lg \left(1 + \frac{m}{\gamma} \right). \quad (36)$$

Если задан η_s , то находим прежде всего по ф-ле (3)

$$\gamma = \frac{1}{\eta_s} - 1$$

и далее по предыдущему.

Наконец, вместо γ или η_s может быть задана T_7 , откуда имеем по ф-ле (32)

$$\gamma = \frac{T_7 - T_0}{T_r - T_7}$$

и далее по предыдущему.

Что касается нахождения $\frac{b}{b_s}$, то в общем случае для этого требуется планиметрирование синусоидальной диаграммы продувки. В частном случае при симметричной продувке вопрос может быть решен значительно проще. Разобьем процесс продувки на 6 равных по геометрическому действию частей, обозначая соответствующие моменты точками от A до G , так что для каждой из этих точек, считая от момента начала продувки, пусть геометрическое действие будет (табл. 21):

Таблица 21

Точки	A	B	C	D	E	F	G
$b =$	0	$\frac{1}{6}b_s$	$\frac{2}{6}b_s$	$\frac{3}{6}b_s$	$\frac{4}{6}b_s$	$\frac{5}{6}b_s$	b_s

Так, при отношении $\lambda = 1:4,5$ и для $\sigma = 25\%$ мы найдем для этих точек, с помощью проведения касательных к интегральной кривой геометрического действия, следующие координаты (табл. 22):

Таблица 22

Точки	A	B	C	D	E	F	G
$\sigma =$	до н. м. т. 25%	5,95%	1,35%	н. м. т.	за н. м. т. 1,35%	5,95%	25%
$y =$	66,2°	31,8°	15°	0°	15°	31,8°	66,2°
или	y_σ	0,48 y_σ	0,226 y_σ	0°	0,226 y_σ	0,48 y_σ	y_σ

Принимая во внимание, что в первой половине продувки процесс вытеснения остаточных газов свежим воздухом идет энергичнее, чем во второй (когда вновь поступающий продувочный воздух в большей степени пролетает насквозь), мы можем точки B и C сдвинуть несколько к началу продувки, а точки E и F соответственно к концу продувки, с сохранением того же термодинамического смысла этих точек. В силу указанного, округляя и обобщая полученный выше результат, мы можем считать для любых условий симметричной продувки существование следующей угловой зависимости для точек, соответствующих интервалам возрастания относительного количества продувочного воздуха на $\frac{1}{6}\varphi$:

Таблица 23

Точки	A	B	C	D	E	F	G
$n =$	0	$\frac{1}{6}\varphi$	$\frac{2}{6}\varphi$	$\frac{3}{6}\varphi$	$\frac{4}{6}\varphi$	$\frac{5}{6}\varphi$	φ
$y =$	до н. м. т. y_σ	0,5 y_σ	0,25 y_σ	н. м. т. (0°)	за н. м. т. 0,25 y_σ	0,5 y_σ	y_σ

Для построения температурной кривой процесса продувки удобнее всего практически пользоваться формулой

$$T = T_r - \eta(T_r - T_0), \quad (37)$$

полученной из ф-лы (25), беря переменные значения η в функции переменного n из заранее построенного графика зависимости η от φ при выбранном коэффициенте m .

Заметим, что для взятых здесь угловых интервалов между точками A, B, C, D, E, F и G (для углов y° ; 0,5 y° ; 0,25 y° и 0° до и за н. м. т.) в простом соотношении находятся также и относительные положения поршня от н. м. т. В самом деле, при $\lambda = 1:4,5$ по табл. 5 главы II получаем:

Таблица 24

При $y_{\sigma} =$	20°	0,5 $y_{\sigma} = 10^{\circ}$	0,25 $y_{\sigma} = 5^{\circ}$
$\sigma =$ или	2,365% σ	0,592% 0,25 σ	0,1481% 0,0626 σ
При $y_{\sigma} =$	40°	0,5 $y_{\sigma} = 20^{\circ}$	0,25 $y_{\sigma} = 10^{\circ}$
$\sigma =$ или	9,3905% σ	2,365% 0,252 σ	0,592% 0,063 σ
При $y_{\sigma} =$	60°	0,5 $y_{\sigma} = 30^{\circ}$	0,25 $y_{\sigma} = 15^{\circ}$
$\sigma =$ или	20,794% σ	5,3055% 0,255 σ	1,3312% 0,064 σ

Рассмотрение этой таблицы показывает, что для выше взятых точек от А до G мы можем принять следующие соотношения путей поршня:

Таблица 25

Точки	A	B	C	D	E	F	G
Углы Пути	y_{σ} σ	0,5 y_{σ} от 0,25 до 0,255 σ	0,25 y_{σ} (от 0,063 до 0,064) σ	н. м. т. 0	0,25 y_{σ} (от 0,063 до 0,064) σ	0,5 y_{σ} (от 0,25 до 0,255) σ	y_{σ} σ

§ 7. Пример построения температурной кривой для простой поперечной продувки

Построим температурную кривую продувки для двигателя с характеристикой быстроходности $nD = 80$, принимая, по данным главы VI (см. ниже), относительную высоту продувочных окон $\sigma = 14\%$ и соответственный угол $y_{\sigma} = 48,9^{\circ}$ ($\psi = 20,7\%$, $y_{\psi} = 59,9^{\circ}$, давление продувочного воздуха в ресивере $p_s = 1,17 \text{ атм}$, атмосферное давление $p_i = 1,02 \text{ атм}$ и т. д.). Кроме того, примем $T_r = 730^{\circ}\text{K}$, $T_0 = 320^{\circ}\text{K}$, относительное количество продувочного воздуха $\varphi = 1,2$ при коэффициенте $m = 1,2$.

Прежде всего строим кривую зависимости η_{σ} от φ при $m = 1,2$ (фиг. 27). Далее намечаем, согласно предыдущему параграфу, семь точек, для которых последовательно находим:

Таблица 26

Точки	A	B	C	D	E	F	G
$y =$	48,9°	24,5°	12,2°	0	12,2°	24,5°	48,9°
$n =$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
$\eta =$	0	0,15	0,29	0,405	0,505	0,61	0,66
$T^{\circ}\text{K} = 730 - 410 \eta =$	730	668,5	611	564	525	480	459
$t^{\circ}\text{C} =$	457	395,5	338	291	252	207	186

На фиг. 28 дана построенная по этой таблице температурная кривая продувки.

Дадим здесь обоснование выбора температуры остаточных газов $T_r = 730^{\circ}\text{K}$. Температура в момент закрытия продувочных окон по ф-ле (25)

$$T_{\gamma} = (1 - \eta_{\sigma})T_r + \eta_{\sigma}T_0$$

или при $\gamma_{\text{ис}} = 0,66$ и $T_0 = 320^\circ\text{K}$

$$\sqrt{T_7} = 0,34 T_7 + 0,66 \cdot 320 = 0,34 T_7 + 211.$$

Температуру в начале сжатия T_1 примем на 2% выше, чем T_7 ,

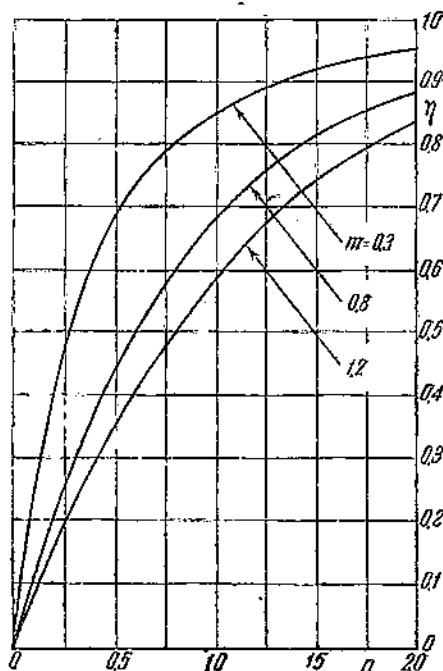
$$T_1 = 1,02 T_7,$$

или с подстановкой T_7 по предыдущему

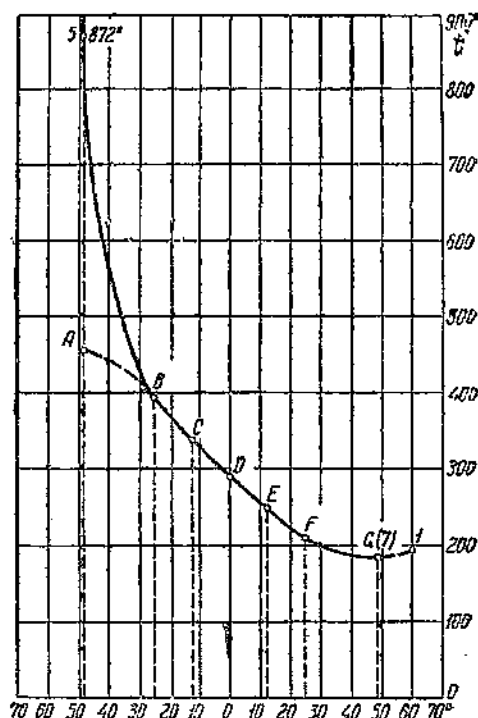
$$T_1 = 1,02 (0,34 T_7 + 211) = 0,347 T_7 + 215.$$

Температура в момент начала выхлопа может быть представлена формулой

$$T_4 = T_1 \frac{p_4}{q p_1}, \quad (38)$$



Фиг. 27.



Фиг. 28.

где коэффициент q оценивает вес порции топлива.

Принимая $p_4 = 3 \text{ ата}$, $p_1 = 1,1 \text{ ата}$ и $q = 1,03^1$, находим:

$$T_4 = \frac{3}{1,03 \cdot 1,1} T_1 = 2,65 T_1.$$

С другой стороны, T_4 можно связать с T_7 и давлением p_7 в момент закрытия продувочных окон посредством уравнения

$$T_4 = \left(\frac{p_4}{p_7} \right)^{\frac{n-1}{n}} T_7. \quad (39)$$

Оценивая $p_7 = 1,035 \text{ ата}$ и беря показатель $n = 2,0$ (за счет охлаждения остаточных газов в цилиндре), находим:

$$\frac{p_4}{p_7} = \frac{3}{1,035} = 2,9; \quad T_4 = \sqrt{2,9} \cdot T_7 = 1,697 T_7.$$

¹ С учетом утечки газа можно принять $q \leq 1$.

Из двух последних уравнений для T_4 получаем

$$2,65 T_1 = 1,697 T_r; T_1 = \frac{1,697}{2,65} T_r = 0,640 T_r.$$

Присоединяя сюда формулу

$$T_1 = 0,347 T_r + 215,$$

получаем

$$0,347 T_r + 215 = 0,640 T_r; 0,293 T_r = 215,$$

откуда

$$T_r = \frac{215}{0,293} = 734^\circ\text{K}, \text{ или } t_r = 461^\circ\text{C}.$$

А поэтому

$$T_4 = 1,697 T_r = 1,697 \cdot 734 = 1245^\circ\text{K}, \text{ или } t_4 = 972^\circ\text{C},$$

$$T_1 = 0,640 T_r = 0,640 \cdot 734 = 470^\circ\text{K}, \text{ или } t_1 = 197^\circ\text{C},$$

$$T_7 = T_1 \cdot 1,02 = 470 : 1,02 = 461^\circ\text{K}, \text{ или } t_7 = 188^\circ\text{C}.$$

Принятое выше значение $T_r = 730^\circ\text{K}$ последними вычислениями достаточно хорошо подтверждается.

Заметим, что точка 5 на фиг. 28^а дана лишь ориентировочно.

§ 8. Пример построения температурной кривой для петлевой продувки

Построим температурную кривую продувки для двигателя с характеристикой быстроходности $nD = 80$, принимая, по данным главы VII, относительную высоту продувочных окон $\sigma = 16,5\%$ и соответственный угол $y_s = 53,3^\circ$ ($\varphi = 23,2\%$, $y_\varphi = 63,6^\circ$, давление продувочного воздуха в ресивере $p_s = 1,19 \text{ атм}$, атмосферное давление $p_i = 1,02 \text{ атм}$ и т. д.). Кроме того, примем $T_r = 610^\circ\text{K}$, температуру продувочного воздуха в цилиндре $T_0 = 320^\circ\text{K}$, относительное количество продувочного воздуха $\varphi = 1,4$ при коэффициенте $m = 0,8$ (см. выше, § 4).

Обращаясь к кривой зависимости η_s от φ при $m = 0,8$ (фиг. 27), намечаем семь точек (см. § 6), для коих находим последовательно:

Таблица 27

Точки	A	B	C	D	E	F	G
$y =$	$53,3^\circ$	$26,7^\circ$	$13,35^\circ$	0	$13,35^\circ$	$26,7^\circ$	$53,3^\circ$
$n =$	0	0,2333	0,4667	0,7000	0,9333	1,1667	1,4
$\eta =$	0	0,25	0,428	0,559	0,660	0,737	0,7915
$T^\circ\text{K} = 610 - 299 \eta =$	610	537,5	486	448	418,5	396	380
$^\circ\text{C} =$	337	264,5	213	175	145,5	123	107

На фиг. 29 дана построенная по этой таблице температурная кривая продувки:

Дадим обоснование выбора температуры остаточных газов $T_r = 610^\circ\text{K}$.

Температура в момент закрытия продувочных окон по ф-ле (25)

$$T_7 = (1 - \eta_s) T_r + \eta_s T_0,$$

при $\eta_s = 0,79$ и $T_0 = 320^\circ\text{K}$

$$T_7 = 0,21 T_r + 0,79 \cdot 320 = 0,21 T_r + 253.$$

Температуру в начале сжатия примем на 2% выше, чем T_7 :

$$T_1 = 1,02 T_7$$

или с подстановкой T_r по предыдущему

$$T_1 = 1,02 (0,21 T_r + 253) = 0,214 T_r + 258.$$

Температура в момент начала сжатия может быть представлена ф-лой (38)

$$T_4 = T_1 \frac{p_4}{q p_1},$$

где q — коэффициент, оценивающий вес порции топлива.

Принимая $p_4 = 3 \text{ ата}$, $p_1 = 1,1 \text{ ата}$ и $q = 1,03$, находим:

$$T_4 = \frac{3}{1,03 \cdot 1,1} T_1 = 2,65 T_1.$$

С другой стороны, для температуры T_4 имеем по ф-ле (39)

$$T_4 = T_r \left(\frac{p_4}{p_r} \right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Оценивая $p_r = 1,035 \text{ ата}$ и беря показатель $n = 2,0$ (за счет охлаждения остаточных газов в цилиндре), находим:

$$\frac{p_4}{p_r} = \frac{3}{1,035} = 2,9; T_4 = \sqrt{2,9} \cdot T_r = 1,697 T_r.$$

Из двух последних уравнений для T_4 получаем:

$$2,65 T_1 = 1,697 T_r; T_1 = \frac{1,697}{2,65} T_r = 0,640 T_r.$$

Присоединяя сюда формулу

$$T_1 = 0,214 T_r + 258,$$

получаем

$$0,214 T_r + 258 = 0,640 T_r; 0,426 T_r = 258,$$

откуда

$$T_r = \frac{258}{0,426} = 606^\circ \text{K или } t_r = 333^\circ \text{C}.$$

А поэтому

$$T_4 = 1,697 T_r = 1,697 \cdot 606 = 1028^\circ \text{K}^1, \text{ или } t_4 = 755^\circ \text{C},$$

$$T_1 = 0,64 T_r = 0,64 \cdot 606 = 388^\circ \text{K, или } t_1 = 115^\circ \text{C},$$

$$T_r = T_1 : 1,02 = 388 : 1,02 = 380^\circ \text{K, или } t_r = 107^\circ \text{C}.$$

Принятое выше значение $T_r = 610^\circ \text{K}$ последними вычислениями достаточно хорошо подтверждается.

Заметим, что точка B на фиг. 29 дана лишь ориентировочно.

§ 9. Приводящий множитель p_1 при расчете продувки

По главе III секундный расход газа из первого пространства во второе выражается формулой

$$G_{1,2} = \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2 g k}{R(k-1)}} \frac{10^4 p_2}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} =$$

¹ У Орлина принято $T_4 = 1000^\circ \text{K}$.

$$= \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{R} \frac{10^4 p_2}{\sqrt{T_1}}} \sqrt{\frac{k}{k-1} \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}. \quad (40)$$

Но так как

$$\sqrt{\frac{k}{k-1} \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]} = N \approx \left(1 - 0,035 \frac{p_1 - p_2}{p_2}\right) \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_2}} = \frac{1}{M_{1.2}} \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_2}}, \quad (41)$$

где поправочный множитель $M_{1.2} = 1$ до 1,01, следовательно, в упрощенном виде имеем:

$$\begin{aligned} G_{1.2} &= \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{R} \frac{10^4 p_2}{M_{1.2} \sqrt{T_1}}} \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_2}} = \\ &= \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{R} \frac{10^4}{M_{1.2} \sqrt{T_1}}} \sqrt{p_2 (p_1 - p_2)}. \end{aligned} \quad (42)$$

Условно давление p_2 , входящее в эту формулу, можно заменить через p_3 , также $M_{1.2}$ через $M_{1.3}$; здесь p_3 — давление в третьем пространстве, куда газ перетекает из второго пространства. Так как при этом перепад давления увеличится в формуле, то одновременно необходимо ввести в формулу поправочный множитель ρ_1 , меньший единицы, чтобы результат остался без изменения.

Таким образом, получаем

$$\begin{aligned} G_{1.2} &= \rho_1 \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{R} \frac{10^4}{M_{1.2} \sqrt{T_1}}} \sqrt{p_2 (p_1 - p_2)} = \\ &= \rho_1 \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{R} \frac{10^4}{M_{1.3} \sqrt{T_1}}} \sqrt{p_3 (p_1 - p_3)}. \end{aligned} \quad (43)$$

Отсюда находим

$$\frac{1}{M_{1.2}} \sqrt{p_2 (p_1 - p_2)} = \frac{\rho_1}{M_{1.3}} \sqrt{p_3 (p_1 - p_3)}$$

и далее

$$\rho_1 = \frac{M_{1.3}}{M_{1.2}} \sqrt{\frac{p_2 (p_1 - p_2)}{p_3 (p_1 - p_3)}}. \quad (44)$$

Последняя формула, в которой отношение $\frac{M_{1.3}}{M_{1.2}}$ лишь незначительно превышает единицу и потому может быть отброшено, дает возможность, при известном давлении p_2 , подсчитать для какого-либо частного случая приводящий множитель ρ_1 , а в других аналогичных случаях можно пользоваться тем же числовым значением этого множителя ρ_1 , ведя расчет непосредственно по давлению p_1 в первом пространстве и p_3 в третьем пространстве, не зная давления p_2 во втором пространстве.

Так, например, в применении к расчету продувочных окон мы можем вести расчет по перепаду давления от ресивера до выпускного трубопровода, не зная давления в цилиндре, если только значение приводящего множителя может быть оценено достаточно надежно по предварительным подсчетам для того же типа двигателей. Тот же прием может быть применен и в ряде других подобных случаев.

Если на этот приводящий множитель ρ_1 умножить расчетную площадь отверстия f_1 , то такое произведение обычно называют приведенным отверстием. Однако, мы предпочтем несколько другой прием, а именно будем относить

поправочный множитель ρ_1 к коэффициенту расхода μ_1 , называя произведение $(\rho_1 \mu_1)$ условным коэффициентом расхода.

Обратно, для нахождения промежуточного давления p_2 по начальному давлению p_1 , конечному давлению p_3 и принимаемому за известную величину коэффициенту ρ_1 мы имеем последовательно

$$\sqrt{p_2(p_1 - p_2)} = \frac{\rho_1 M_{1.2}}{M_{1.3}} \sqrt{p_3(p_1 - p_3)};$$

$$\frac{p_3}{p_1} \left(1 - \frac{p_3}{p_1} \right) = \left(\rho_1 \frac{M_{1.2}}{M_{1.3}} \right)^2 \frac{p_3}{p_1} \left(1 - \frac{p_3}{p_1} \right) = N; \quad (45)$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^2 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right) + N = 0; \quad \frac{p_2}{p_1} = 0,5 \pm \sqrt{0,25 - N} = 0,5 + \sqrt{0,25 - N} \quad (46)$$

и окончательно

$$p_2 = p_1 (0,5 + \sqrt{0,25 - N}) = p_1 \left[0,5 + \sqrt{0,25 - \left(\rho_1 \frac{M_{1.2}}{M_{1.3}} \right)^2 \frac{p_3}{p_1} \left(1 - \frac{p_3}{p_1} \right)} \right]. \quad (47)$$

Заметим (см. подробнее статью автора „Расчет истечения газов через сложную систему отверстий применительно к процессу продувки“, Труды МЭМИИТ, выпуск XXII, 1937), что для отношения $\frac{p_1}{p_3}$ около 1,2 с хорошим приближением можно принять

$$\rho_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \phi^2}} + 0,02 \phi, \quad (48)$$

где

$$\phi = \frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2} \sqrt{\frac{T_2}{T_1} \frac{d G_{2.3}}{d G_{1.2}}} \quad (49)$$

и, следовательно, при $G = \text{const}$ и $T_2 = T_1$

$$\phi = \frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2}. \quad (49a)$$

При произвольном отношении давлений $\frac{p_1}{p_3}$ можно принять

$$\rho_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \phi^2}} + 0,1 \phi \left(\frac{p_1}{p_3} - 1 \right), \quad (50)$$

если же это отношение $\frac{p_1}{p_3}$ близко к единице, то допустимо считать

$$\rho_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \phi^2}}. \quad (51)$$

Обратно, для нахождения давления p_2 подставим в выше полученное уравнение (47) для p_2 приближенное выражение для ρ_1^2

$$\rho_1^2 = \frac{1}{1 + \phi^2},$$

что дает окончательно, полагая $M_{1.2} = M_{1.3}$:

$$\begin{aligned} p_2 &= p_1 \left[0,5 + \sqrt{0,25 - \left(\rho_1 \frac{M_{1.2}}{M_{1.3}} \right)^2 \frac{p_3}{p_1} \left(1 - \frac{p_3}{p_1} \right)} \right] = \\ &= p_1 \left[0,5 + \sqrt{0,25 - \frac{1}{1 + \phi^2} \left(\frac{p_3}{p_1} \right) \left(1 - \frac{p_3}{p_1} \right)} \right]. \end{aligned} \quad (52)$$

Приведем несколько примеров применения выведенных здесь формул.

Пример 1. Найти p_1 , если для поперечной продувки известны (в н. м. т., считая $p_2 V_2 = \text{const}$): $p_1 = 1,17 \text{ ата}$, $p_2 = 1,05 \text{ ата}$, $p_3 = 1,03 \text{ ата}$, кроме того, принять $M_{1,3} = M_{1,2}$

$$p_1 = \frac{\sqrt{p_2(p_1 - p_2)}}{\sqrt{p_3(p_1 - p_3)}} = \frac{\sqrt{1,05(1,17 - 1,05)}}{\sqrt{1,03(1,17 - 1,03)}} = \frac{\sqrt{1,05 \cdot 0,12}}{\sqrt{1,03 \cdot 0,14}} = \frac{\sqrt{0,126}}{\sqrt{0,1441}} = \frac{0,355}{0,380} = 0,934 \approx 0,94.$$

Заметим, что для данного примера

$$\frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2} = \frac{\gamma_2 \mu_{12} x_\sigma}{\gamma_2 \mu_{12} x_\psi} = \frac{0,13 \cdot 0,9 \cdot 0,14}{0,32 \cdot 0,65 \cdot 0,206} = 0,382,$$

следовательно, при допущении $G = \text{const}$ и $T_2 = T_1$ имеем

$$\phi = \frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2} = 0,382; \quad 1 + \phi^2 = 1,146,$$

поэтому

$$p_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \phi^2}} + 0,1\phi \left(\frac{p_1}{p_3} - 1 \right) = \frac{1}{1,071} + 0,0382 \left(\frac{1,17}{1,03} - 1 \right) = 0,934 + 0,00519 = 0,939 \approx 0,94.$$

Пример 2. Найти p_2 , если для поперечной продувки известны $p_1 = 1,17 \text{ ата}$, $p_3 = 1,03 \text{ ата}$, $p_1 = 0,934$, кроме того, принять $M_{1,3} = M_{1,2}$.

$$N = \left(p_1 \frac{M_{1,2}}{M_{1,3}} \right)^2 \frac{p_3}{p_1} \left(1 - \frac{p_3}{p_1} \right) = 0,934^2 \frac{1,03}{1,17} \left(1 - \frac{1,03}{1,17} \right) = 0,0921;$$

$$p_2 = p_1 (0,5 + \sqrt{0,25 - N}) = 1,17 (0,5 + \sqrt{0,25 - 0,0921}) =$$

$$= 1,17 (0,5 + \sqrt{0,1579}) = 1,17 (0,5 + 0,3975) = 1,050 \text{ ата}.$$

Так как для данного случая $\phi = 0,382$ (см. пример 1), то, следовательно, другим способом

$$p_2 = p_1 \left[0,5 + \sqrt{0,25 - \frac{1}{1 + \phi^2} \left(\frac{p_3}{p_1} \right) \left(1 - \frac{p_3}{p_1} \right)} \right];$$

$$\frac{1}{1 + \phi^2} = \frac{1}{1,146}; \quad \frac{p_3}{p_1} = \frac{1,03}{1,17} = 0,880;$$

$$p_2 = 1,17 \left(0,5 + \sqrt{0,25 - \frac{0,88 \cdot 0,12}{1,146}} \right) = 1,17 (0,5 + 0,3975) = 1,050 \text{ ата}.$$

Пример 3. Найти p_1 , если для петлевой продувки известны (в н. м. т., считая $p_2 V_2 = \text{const}$): $p_1 = 1,19 \text{ ата}$, $p_2 = 1,049 \text{ ата}$, $p_3 = 1,03 \text{ ата}$, кроме того, принять $M_{1,3} = M_{1,2}$.

$$p_1 = \frac{\sqrt{p_2(p_1 - p_2)}}{\sqrt{p_3(p_1 - p_3)}} = \frac{\sqrt{1,049(1,19 - 1,049)}}{\sqrt{1,03(1,19 - 1,03)}} = \frac{\sqrt{1,049 \cdot 0,141}}{\sqrt{1,03 \cdot 0,16}} = \frac{\sqrt{0,1479}}{\sqrt{0,1648}} = \frac{0,3845}{0,4059} = 0,947 \approx 0,95.$$

Заметим, что для данного примера

$$\frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2} = \frac{\gamma_2 \mu_{12} x_\sigma}{\gamma_2 \mu_{12} x_\psi} = \frac{0,18 \cdot 0,60 \cdot 0,165}{0,32 \cdot 0,65 \cdot 0,232} = 0,369,$$

следовательно, при допущении $G = \text{const}$ и $T_2 = T_1$ имеем

$$\phi = \frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2} = 0,369; 1 + \phi^2 = 1,1362,$$

поэтому

$$\begin{aligned} p_1 &= \frac{1}{\sqrt{1+\phi^2}} + 0,1\phi \left(\frac{p_1}{p_3} - 1 \right) = \frac{1}{1,066} + 0,0369 \left(\frac{1,19}{1,03} - 1 \right) = \\ &= 0,938 + 0,00573 = 0,944 \approx 0,95. \end{aligned}$$

Пример 4. Найти p_2 , если для поперечной продувки известны: $p_1 = 1,19 \text{ атм}$, $p_3 = 1,03 \text{ атм}$, $\rho_1 = 0,947$, кроме того, принять $M_{1,3} = M_{1,2}$.

$$N = \left(\rho_1 \frac{M_{1,2}}{M_{1,3}} \right)^2 \frac{p_3}{p_1} \left(1 - \frac{p_3}{p_1} \right) = 0,947^2 \frac{1,03}{1,19} \left(1 - \frac{1,03}{1,19} \right) = 0,1041;$$

$$\begin{aligned} p_2 &= p_1 (0,5 + \sqrt{0,25 - N}) = 1,19 (0,5 + \sqrt{0,25 - 0,1041}) = \\ &= 1,19 (0,5 + \sqrt{0,1459}) = 1,19 (0,5 + 0,382) = 1,19 \cdot 0,882 = 1,049. \end{aligned}$$

§ 10. Нахождение промежуточного давления p_2 при известных площадях прохода f_1 и f_2 и температурах T_1 и T_2 для случая $p_2 V_2 = \text{const}$

Обозначая через $G_{1,2}$ — весовой расход газа из первого во второе пространство, через $G_{2,3}$ — весовой расход из второго в третье пространство и через $\frac{dG_2}{d\tau}$ — отнесенное к единице времени изменение весового содержания второго пространства, мы имеем

$$G_{1,2} = \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{R}} \frac{10^4}{M_{1,2} \sqrt{T_1}} \sqrt{p_2(p_1 - p_2)}; \quad (42)$$

$$G_{2,3} = \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2g}{R}} \frac{10^4}{M_{2,3} \sqrt{T_2}} \sqrt{p_3(p_2 - p_3)}; \quad (42a)$$

$$\begin{aligned} \frac{dG_2}{d\tau} &= G_{1,2} - G_{2,3} = \frac{1}{d\tau} d \left(\frac{10^4 p_2 V_2}{RT_2} \right) = \frac{10^4 p_2 V_2}{R d\tau} d \left(\frac{1}{T_2} \right) = \frac{10^4 p_2 V_2}{R d\tau} \left(-\frac{dT_2}{T_2^2} \right) = \\ &= -\frac{10^4 p_2 V_2}{RT_2^2} \left(-\frac{dT_2}{d\tau} \right). \end{aligned} \quad (53)$$

Таким образом,

$$\begin{aligned} dG_{1,2} &= dG_{2,3} + \frac{dG_2}{d\tau}; \\ \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{R}} \frac{10^4}{M_{1,2} \sqrt{T_1}} \sqrt{p_2(p_1 - p_2)} &= \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2g}{R}} \frac{10^4}{M_{2,3} \sqrt{T_2}} \sqrt{p_3(p_2 - p_3)} + \\ &+ \frac{10^4 p_2 V_2}{RT_2^2} \left(-\frac{dT_2}{d\tau} \right) \end{aligned} \quad (54)$$

или, полагая приближенно $M_{1,2} = M_{2,3} = M$, имеем

$$\frac{\mu_1 f_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{p_2(p_1 - p_2)} = \frac{\mu_2 f_2}{\sqrt{T_2}} \sqrt{p_3(p_2 - p_3)} + \frac{M p_2 V_2}{\sqrt{2g} R T_2^2} \left(-\frac{dT_2}{d\tau} \right). \quad (55)$$

Так как

$$d\tau = \frac{dy^0}{6n}, \quad (56)$$

то по разделении обеих частей равенства на p_2 ,

$$\frac{\mu_1 f_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{p_1}{p_2} - 1} = \frac{\mu_2 f_2}{\sqrt{T_2}} \sqrt{\frac{p_3}{p_2} \left(1 - \frac{p_3}{p_2}\right)} + \frac{6MnV_2}{\sqrt{2gRT_2^2}} \left(-\frac{dT_2}{dy^0}\right). \quad (57)$$

Рассматриваемый случай $p_2 V_2 = \text{const}$ имеет место при продувке, вообще говоря, после н.м.т. В частности при простой щелевой продувке (как поперечной, так и петлевой) можно считать приближенно, что равенство $p_2 V_2 = \text{const}$ соблюдается как раз в н.м.т., что приводит к весьма существенным дальнейшим упрощениям выведенной выше формулы, а именно в отношении входящих в нее геометрических величин.

Для н.м.т. имеем

$$f_1 = \pi D v_1 S x_1 = (\pi DS) v_1 x_1; \quad (58)$$

$$f_2 = \pi D v_2 S x_2 = (\pi DS) v_2 x_2; \quad (59)$$

$$\begin{aligned} V_2 &= \frac{\pi D^2}{4} S \frac{1-x_2}{\varepsilon-1} + \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{\pi D^2}{4} S \left(\frac{1-x_2}{\varepsilon-1} + 1 \right) = \frac{\pi D^2}{4} S \frac{\varepsilon-x_2}{\varepsilon-1} \\ &= (\pi DS) \frac{D}{4} \frac{\varepsilon-x_2}{\varepsilon-1}. \end{aligned} \quad (60)$$

Поэтому предыдущее равенство может быть написано в виде

$$\frac{v_1 \mu_1 x}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{p_1}{p_2} - 1} = \frac{v_2 \mu_2 x_2}{\sqrt{T_2}} \sqrt{\frac{p_3}{p_2} \left(1 - \frac{p_3}{p_2}\right)} + \frac{3M}{2\sqrt{2gR}} \frac{nD}{T_2^2} \frac{\varepsilon-x_2}{\varepsilon-1} \left(-\frac{dT_2}{dy^0}\right). \quad (61)$$

Здесь

$$\frac{2}{3} \sqrt{2gR} = \frac{2}{3} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 29,27} = \frac{2}{3} \sqrt{574,3} = \frac{2}{3} 23,96 = 15,973 \approx 16,0.$$

Если же положить в среднем $M=1,002$, то

$$\frac{-M}{15,973} = 0,06275 \text{ или } \frac{M}{16} = 0,0626,$$

а с некоторым округлением можно принять

$$\frac{3M}{2\sqrt{2gR}} = 0,063. \quad (62)$$

Вводя сокращенные обозначения

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= \frac{v_1 \mu_1 x_1}{\sqrt{T_1}}; \quad C_2 = \frac{v_2 \mu_2 x_2}{\sqrt{T_2}}; \\ L &= \frac{3M}{2\sqrt{2gR}} \frac{nD}{T_2^2} \frac{\varepsilon-x_2}{\varepsilon-1} \left(-\frac{dT_2}{dy^0}\right) \approx 0,063 \frac{nD}{T_2^2} \frac{\varepsilon-x_2}{\varepsilon-1} \left(-\frac{dT_2}{dy^0}\right) \end{aligned} \right\} \quad (63)$$

можно последнее уравнение написать в виде

$$C_1 \sqrt{\frac{p_1}{p_2} - 1} = C_2 \sqrt{\frac{p_3}{p_2} \left(1 - \frac{p_3}{p_2}\right)} + L, \quad (64)$$

откуда находим отношение давлений

$$\frac{p_1}{p_2} = 1 + \left\{ \frac{1}{C_1} \left[C_2 \sqrt{\frac{p_3}{p_2} \left(1 - \frac{p_3}{p_2}\right)} + L \right] \right\}^2 \quad (65)$$

и далее

$$p_1 = p_2 + \left\{ \frac{1}{C_1} \left[C_2 \sqrt{\frac{p_3}{p_2} \left(1 - \frac{p_3}{p_2}\right)} + L \sqrt{p_2} \right] \right\}^2 p_2. \quad (66)$$

Последнее уравнение решается подбором давления p_2 , считая заданными p_3 и p_1 . Что касается входящей в L производной $-\frac{dT_2}{dt}$, то последняя определяется графически по температурной кривой продувки.

§ 11. Пример нахождения давления p_2 для поперечной продувки

В главе VI („Исследование поперечной продувки“) в качестве характерных параметров для рассматриваемого случая приняты: степень сжатия $\epsilon = 15$, парциальность выпуска $v_a = 0,32$, коэффициент расхода для выхлопных окон $\mu_a = 0,65$ (так что $v_a \mu_a = 0,208$), относительное количество продувочного воздуха $\beta \eta = \varphi = 1,2$, парциальность впуска $v_i = 0,13$ (при угле наклона продувочных каналов $\alpha = 30^\circ$), условный коэффициент расхода продувочных окон, отнесенный к атмосферному давлению, $\mu_{ai} = 0,8$ (так что $v_i \mu_{ai} = 0,104$), давление начала выхлопа $p_1 = 3 \text{ атм}$, давление конца предварения выхлопа $p_3 = 2 \text{ атм}$, окружающее давление $p_i = 1,02 \text{ атм}$ при температуре $t_i = 20^\circ\text{C}$; отношение хода к диаметру $k = \frac{S}{D} = 1,4$.

При этих данных для наименее выгодных условий работы найдены следующие окончательные сокращенные формулы: для относительной высоты продувочных окон

$$\sigma \% = 1,55 \sqrt{nD}, \quad (67)$$

для превышения выхлопных окон над продувочными

$$\Delta \% = (0,79 - 0,0005 nD) \sqrt{nD}, \quad (68)$$

следовательно, для относительной высоты выхлопных окон

$$\psi \% = (2,34 - 0,0005 nD) \sqrt{nD}, \quad (69)$$

для давления продувочного воздуха в ресивере

$$p_2 = 0,017 \sqrt{nD} + p_i, \quad (70)$$

для среднего индикаторного давления

$$p_i = 6,5 - (0,144 - 0,000027 nD) \sqrt{nD}, \quad (71)$$

для среднего эффективного давления

$$p_e = p_i - 0,114 \sqrt{nD}. \quad (72)$$

Принимая характеристику быстроходности в частном случае равной $nD = 80$, мы получим из выше данных формул:

$$\sigma = 1,55 \sqrt{80} = 13,86 \approx 13,9\%,$$

примем $\sigma = 14,0\%$ (как дано в табл. 49 главы VI),

$$\psi = (2,34 - 0,0005 \cdot 80) \sqrt{80} = (2,34 - 0,04) 8,94 = 20,55 \approx 20,6\%$$

(в табл. 49 дано 20,7%),

$$p_2 = 0,017 \sqrt{80} + 1,02 = 0,152 + 1,02 = 1,172 \approx 1,17 \text{ ат}$$

(как дано в табл. 49),

$$p_i = 6,5 - (0,144 - 0,000027 \cdot 80) \sqrt{80} = 6,5 - (0,1440 - 0,00216) 8,94 = 6,5 - 1,268 \approx 5,23 \text{ ат}$$

(как дано в табл. 55),

$$p_s = 5,23 - 0,114\sqrt{80} = 5,23 - 1,019 = 4,211 \approx 4,21 \text{ ат}$$

(в табл. 49 дано 4,20 ат).

По этим данным, принимая для поперечной продувки коэффициент расхода продувочных окон с учетом внутреннего сопротивления цилиндра $\mu_{ss} = 0,9$ и используя температурный график продувки, приведенный на фиг. 28, находим для н. м. т.:

$$T_2 = 564^\circ\text{K}; \sqrt{T_2} = 23,78; T_2^2 = 317\,500;$$

$$-\frac{dT_2}{dy^\circ} = \frac{611 - 525}{24,5} = \frac{86}{24,5} = 3,51;$$

$$C_1 = C_s = \frac{v_s \mu_{ss} x_s}{\sqrt{T_s}} = \frac{0,13 \cdot 0,9 \cdot 0,14}{\sqrt{320}} = 0,000914;$$

$$C_2 = C_a = \frac{v_a \mu_a x_a}{\sqrt{T_a}} = \frac{0,32 \cdot 0,65 \cdot 0,206}{\sqrt{564}} = 0,001804;$$

$$L = 0,063 \frac{nD}{T_2^2} \frac{x_\psi}{\varepsilon - 1} \left(-\frac{dT_2}{d\tau} \right) = 0,063 \frac{80 \cdot 14,794}{317\,500 \cdot 14} 3,51 = 0,0000589.$$

Подставляя в расчетное уравнение (66) эти значения, а также

$p_1 = p_s = 1,17 \text{ ата}$ и $p_2 = p_a = 1,03 \text{ ата}$, находим:

$$\begin{aligned} 1,17 &= p_2 + \left[\frac{0,001804 \sqrt{1,03 \left(1 - \frac{1,03}{p_2} \right)} + 0,0000589 \sqrt{p_2}}{0,000914} \right]^2 = \\ &= p_2 + \left(1,975 \cdot 1,015 \sqrt{1 - \frac{1,03}{p_2}} + 0,0644 \sqrt{p_2} \right)^2 = \\ &= p_2 + \left(2,003 \sqrt{1 - \frac{1,03}{p_2}} + 0,0644 \sqrt{p_2} \right)^2. \end{aligned}$$

Для $p_2 = 1,050$ правая часть дает

$$\sqrt{1 - \frac{1,03}{1,05}} = \sqrt{\frac{0,02}{1,05}} = \sqrt{0,01905} = 0,138;$$

$$\begin{aligned} 1,05 + (2,003 \cdot 0,138 + 0,0644 \cdot 1,025)^2 &= 1,05 + (0,276 + 0,066)^2 = \\ &= 1,05 + 0,342^2 = 1,05 + 0,117 = 1,167 \text{ (вместо } p_s = 1,17 \text{ ата)}. \end{aligned}$$

Для $p_2 = 1,051$ правая часть дает

$$\sqrt{1 - \frac{1,03}{1,051}} = \sqrt{\frac{0,021}{1,051}} = \sqrt{0,020} = 0,1414;$$

$$\begin{aligned} 1,051 + (2,003 \cdot 0,1414 + 0,0644 \cdot 1,025)^2 &= 1,051 + (0,2832 + 0,066)^2 = \\ &= 1,051 + 0,3492^2 = 1,051 + 0,122 = 1,173 \text{ (вместо } p_s = 1,17 \text{ ата)}. \end{aligned}$$

Таким образом $p_2 = 1,0505$ или приблизительно $p_s = 1,050 \text{ ата}$.

Для этого именно случая, при $p_2 = 1,05 \text{ ата}$, выше было найдено значение приводящего множителя $\rho_1 = 0,934$, так что условный коэффициент расхода оказывается равным

$$\mu_{sa} = \rho_1 \mu_{ss} = 0,934 \cdot 0,9 = 0,840.$$

Полученный здесь результат является характерным для поперечной продувки, для которой экспериментальным путем установлены условные коэффициенты расхода для продувочных окон, отнесенные к давлению выхлопного

трубопровода (μ_{sa}) и отнесенные к атмосферному давлению (μ_a), в пределах от 0,85 до 0,8.

В рассмотренном примере общее сопротивление продувочных окон и цилиндра оценено было для поперечной продувки значением коэффициента расхода $\mu_{ss}=0,9$. Поэтому, принимая собственно для продувочных окон с хорошо закругленной входной кромкой значение коэффициента расхода $\mu_s=0,95$, мы могли бы внутреннее сопротивление цилиндра оценить коэффициентом μ_a , найденным из соотношения

$$\mu_{ss} = \mu_s \mu_a \quad (73)$$

откуда получается

$$\mu_a = \frac{\mu_{ss}}{\mu_s} = \frac{0,90}{0,95} = 0,947 \approx 0,95.$$

§ 12. Пример нахождения давления $p_2 = p_s$ для петлевой продувки

В главе VII („Исследование петлевой продувки“) в качестве характерных параметров для рассматриваемого случая приняты: степень сжатия $\epsilon = 15$, парциальность выпуска $\nu_a = 0,32$, коэффициент расхода для выхлопных окон $\mu_a = 0,65$ (так что $\nu_a \mu_a = 0,208$), относительное количество продувочного воздуха $\beta\eta = \psi = 1,4$, парциальность выпуска $\nu_s = 0,18$ (при угле наклона продувочных каналов $\alpha = 45^\circ$), условный коэффициент расхода продувочных окон, отнесенный к атмосферному давлению, $\mu_{si} = 0,5$ (так что $\nu_s \mu_{si} = 0,09$), давление начала выхлопа $p_4 = 3 \text{ ата}$, давление конца предварения выхлопа $p_5 = 2 \text{ ата}$, окружающее давление $p_1 = 1,02 \text{ ата}$ при температуре $t_1 = 20^\circ \text{ C}$; отношение хода поршня к диаметру

$$k = \frac{S}{D} = 1,8.$$

При этих данных для наивыгоднейших условий работы найдены следующие окончательные сокращенные формулы: для относительной высоты продувочных окон

$$\sigma \% = 1,85 \sqrt{nD}, \quad (74)$$

для превышения выхлопных окон над продувочными

$$\Delta \% = (0,78 - 0,0005 nD) \sqrt{nD}, \quad (75)$$

следовательно, для относительной высоты выхлопных окон

$$\psi \% = (2,63 - 0,0005 nD) \sqrt{nD}, \quad (76)$$

для давления продувочного воздуха в ресивере

$$p_s = 0,019 \sqrt{nD} + p_1, \quad (77)$$

для среднего индикаторного давлений

$$p_i = 7,5 - (0,1895 - 0,0000325 nD) \sqrt{nD}, \quad (78)$$

для среднего эффективного давления

$$p_e = p_i - 0,1225 \sqrt{nD}. \quad (79)$$

Принимая характеристику быстроходности в частном случае равной $nD = 80$, получим из выше данных формул

$$\sigma = 1,85 \sqrt{80} = 16,53 \approx 16,5\%$$

(как дано в табл. 10 главы VII),

$$\psi = (2,63 - 0,0005 \cdot 80) \sqrt{80} = (2,63 - 0,04) 8,94 = 23,16 \approx 23,2\%$$

(как дано в табл. 69),

$$p_s = 0,019 \sqrt{80} + 1,02 = 0,1697 + 1,02 = 1,1897 \approx 1,19 \text{ ата}$$

(как дано в табл. 69),

$$p_1 = 7,5 - (0,1895 - 0,0000325 \cdot 80) \sqrt{80} = 7,5 - (0,1895 - 0,0026) 8,94 = \\ = 7,5 - 1,67 = 5,83 \text{ атм}$$

(как дано в табл. 75),

$$p_c = 5,83 - 0,1225 \sqrt{80} = 5,83 - 1,095 = 4,735 \approx 4,74 \text{ атм}$$

(как дано в той же таблице).

По этим данным, принимая для петлевой продувки коэффициент расхода продувочных окон с учетом значительного внутреннего сопротивления цилиндра (что свойственно этому типу продувки) $\mu_{sz} = 0,6$ и используя температурный график продувки, приведенный на фиг. 29, находим для н.м.т.:

$$T_2 = 448^\circ \text{K}; \quad \sqrt{T_2} = 21,2; \quad T_2^2 = 200\,700;$$

$$-\frac{dT_2}{dy^\circ} = \frac{486 - 418,5}{26,7} = \frac{67,5}{26,5} = 2,53;$$

$$C_1 = C_s = \frac{\mu_{sz} \mu_{sz} x_s}{\sqrt{T_0}} = \frac{0,18 \cdot 0,6 \cdot 0,165}{\sqrt{320}} = 0,000995;$$

$$C_2 = C_a = \frac{\mu_{sa} \mu_{sz} x_\phi}{\sqrt{T_2}} = \frac{0,32 \cdot 0,65 \cdot 0,232}{\sqrt{448}} = 0,002275;$$

$$L = 0,063 \frac{nD}{T_2^2} \frac{\varepsilon - x_\phi}{\varepsilon - 1} \left(-\frac{dT_2}{dy^\circ} \right) = 0,063 \frac{80 \cdot 14,768}{200\,700 \cdot 14} 2,53 = 0,0000670.$$

Подставляя в расчетное уравнение эти значения, а также $p_1 = p_s = 1,19 \text{ атм}$ и $p_2 = p_a = 1,03 \text{ атм}$, находим

$$1,19 = p_2 + \left[\frac{0,002275 \sqrt{1,03 \left(1 - \frac{1,03}{p_2} \right) + 0,0000670 \sqrt{p_2}}}{0,000995} \right]^2 = \\ = p_2 + \left(2,285 \cdot 1,015 \sqrt{1 - \frac{1,03}{p_2}} + 0,0674 \sqrt{p_2} \right)^2 = \\ = p_2 + \left(2,32 \sqrt{1 - \frac{1,03}{p_2}} + 0,0674 \sqrt{p_2} \right)^2.$$

Для $p_2 = 1,048 \text{ атм}$ правая часть дает

$$\sqrt{1 - \frac{1,03}{1,048}} = \sqrt{\frac{0,018}{1,048}} = \sqrt{0,01717} = 0,131;$$

$$1,048 + (2,32 \cdot 0,131 + 0,0674 \cdot 1,024)^2 = 1,048 + (0,304 + 0,069)^2 = 1,048 + 0,373^2 = \\ = 1,048 + 0,139 = 1,187 \text{ атм (вместо } p_2 = 1,19 \text{ атм)}.$$

Для $p_2 = 1,049 \text{ атм}$ правая часть дает

$$\sqrt{1 - \frac{1,03}{1,049}} = \sqrt{\frac{0,019}{1,049}} = \sqrt{0,0181} = 0,1346;$$

$$1,049 + (2,32 \cdot 0,1346 + 0,0674 \cdot 1,025)^2 = 1,049 + (0,312 + 0,069)^2 = 1,049 + 0,381^2 = \\ = 1,049 + 0,145 = 1,191 \text{ атм (вместо } p_2 = 1,19 \text{ атм)}.$$

Таким образом, точное значение оказывается примерно $p_2 = 1,0487 \text{ атм}$ или приблизительно $p_2 = 1,049 \text{ атм}$.

Для этого случая, при $p_2 = 1,049 \text{ атм}$, было найдено значение приводящего множителя $\rho_1 = 0,947$, так что условный коэффициент расхода оказывается равным

$$\mu_{sa} = \rho_1 \mu_{sz} = 0,947 \cdot 0,6 = 0,568.$$

По экспериментальным данным условный коэффициент расхода для продувочных окон при петлевой продувке оказывается равным в пределах от $\mu_{sz} = 0,55$ (при отнесении к давлению выхлопного трубопровода) до $\mu_s = 0,5$ (при отнесении к атмосферному давлению).

Так как в выше рассмотренном примере общее сопротивление продувочных окон и цилиндра было оценено для петлевой продувки значением коэффициента расхода $\mu_{sz} = 0,6$, то, принимая собственно для продувочных окон значение коэффициента расхода $\mu_s = 0,95$ (в предположении наличия хорошо закругленной входной кромки), мы могли бы оценить внутреннее сопротивление собственно цилиндра коэффициентом μ_s , который из ф-лы (73) равен

$$\mu_s = \frac{\mu_{sz}}{\mu_s} = \frac{0,6}{0,95} = 0,6315.$$

Как показывают результаты этого примера, для петлевой продувки основным сопротивлением при расчете продувки является именно внутреннее сопротивление цилиндра, по сравнению с которым сопротивление, вносимое выхлопными окнами, играет второстепенную роль.

В качестве общего итога из двух последних примеров мы можем вывести заключение, что как при поперечной, так и при петлевой продувке чисто щелевого типа (без наддува) расчетное давление в цилиндре перед выхлопными окнами при положении поршня у н.м.т. может быть принято примерно на 0,02 ата выше, чем противодействие в выхлопном трубопроводе.

§ 13. Определение давлений для моментов $G = \text{const}$

Таких точек две: $G_{\min}$ — вскоре после начала продувки и $G_{\max}$ — перед закрытием продувочных окон. В частности для симметричной продувки обе эти точки приблизительно отстоят от н. м. т.; кроме того, в них f_1 значительно меньше, чем f_2 , и соответственно $p_1 \approx 1$, а поэтому $p_2 \approx p_3$ (для продувки с наддувом последнее относится лишь к точке $G_{\min}$, тогда как для точки $G_{\max}$ $p_2 > p_1$). В самом деле, ф-ла (49)

$$\phi = \frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} \frac{dG_{2,3}}{dG_{1,2}}$$

при $G = \text{const}$ или $\frac{dG_{1,2}}{dG_{2,3}} = 1$ и $\frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2} \approx 0$ обращается в $\phi \approx 0$, а поэтому приводящий множитель по ф-ле (50)

$$p_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \phi^2}} + 0,1 \left(\frac{p_1}{p_3} - 1 \right) \phi$$

получает значение $p_1 \approx 1$.

Но выше (ф-ла 46) было показано, что

$$p_2 = p_1 (0,5 \pm \sqrt{0,25 - N}),$$

где (ф-ла 45)

$$N = \left(p_1 \frac{M_{1,2}}{M_{2,3}} \right)^2 \frac{p_3}{p_1} \left(1 - \frac{p_3}{p_1} \right)$$

или, при $p_1 = 1$ и принимая $M_{1,2} = M_{1,3}$,

$$N = \frac{p_3}{p_1} \left(1 - \frac{p_3}{p_1} \right),$$

следовательно,

$$\begin{aligned} p_2 &= p_1 \left[0,5 \pm \sqrt{0,25 - \frac{p_3}{p_1} + \left(\frac{p_3}{p_1} \right)^2} \right] = p_1 \left[0,5 \pm \sqrt{\left(0,5 - \frac{p_3}{p_1} \right)^2} \right] = \\ &= p_1 \left[0,5 \pm \left(0,5 - \frac{p_3}{p_1} \right) \right] = p_3. \end{aligned}$$

Если точки $G_{\min}$ и $G_{\max}$, в которых $p_2 \approx p_3$, присоединить к ранее найденной точке (н. м. т.), то мы получим приблизительное представление о течении линии p_2 в процессе продувки, как это будет показано ниже на примерах. Помимо, с целью взаимной проверки, следует также построить кривые $p_2 V_2$ и G .

Заметим, что

$$\frac{V_2}{V_h} = \frac{\varepsilon - x_\phi}{\varepsilon - 1} - x. \quad (80)$$

§ 14. Пример приближенного построения линии давления для поперечной продувки

Возьмем двигатель, рассмотренный нами выше (в § 7), используя температурную кривую фиг. 28, а также—найденные давления в трех точках. Для вычисления объемов находим вспомогательную величину

$$\frac{\varepsilon - x_\phi}{\varepsilon - 1} = \frac{15 - 0,207}{15 - 1} = 1,0567 \approx 1,057.$$

Недостающие данные получаем из взаимной увязки кривых, приведенных на фиг. 30 в соответствии с табл. 28.

Таблица 28

Т о ч к и	4	5 (A)	B	C	н. м. т. (D)	E	F	G (7)	1
$y =$	59,9°	48,9°	24,5°	12,2°	0°	12,2°	24,5°	48,9°	59,9°
$T_2 =$	1245°	1145°	668,5°	611°	564°	525°	480°	459°	468°
$x =$	0,207	0,14	0,035	0,009	0	0,009	0,035	0,14	0,207
$\frac{V_2}{V_h} =$	0,850	0,917	1,022	1,048	1,057	1,048	1,022	0,917	0,850
$\frac{p_2}{V_h} =$	3	2	1,035	1,045	1,049	1,050	1,040	1,040	1,10
$\frac{p_2 V_2}{V_h} =$	2,55	1,834	1,060	1,095	1,108	1,10	1,063	0,954	0,935
$\frac{10^3 p_2}{T_2} \frac{V_2}{V_h} =$	2,05	1,60	1,585	1,79	1,965	2,097	2,22	2,08	2,00

Рассмотрение полученной диаграммы позволяет сделать ряд заключений. Так, прежде всего мы видим, что кривая давлений p_2 в своей основной части близка к симметричности по отношению к н.м.т., имея максимум несколько правее ее, приблизительно на 0,2 от угла y , (характеризующего момент начала открытия и момент полного закрытия продувочных окон), минимальные же давления лежат приблизительно на 0,75 этого же угла по обе стороны от н.м.т. Кривая весового содержания газов в цилиндре проходит через $G_{\min}$ приблизительно в момент первого $p_{2\min}$, а через $G_{2\max}$ приблизительно в момент второго $p_{2\min}$. Кривая $p_2 V_2$ в своей основной части очень близка к симметричности относительно н.м.т., имея чрезвычайно плавный максимум лишь незначительно правее н.м.т.

Подобный же вид имеют аналогичные кривые для петлевой продувки.

§ 15. Нахождение давления в цилиндре p_2 при $p_2 V_2 = \text{const}$ не в н. м. т.

В двигателях с несимметричной продувкой (и наддувом) момент $p_2 V_2 = \text{const}$ лежит значительно позже н. м. т., а поэтому в этом случае нельзя пользоваться теми же формулами для определения давления в цилиндре, которыми мы пользовались выше применительно к случаям простой щелевой продувки.

Возьмем выведенную общую ф-лу (57) для точки $p_2 V_2 = \text{const}$

$$\frac{p_1 f_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{p_1}{p_2} - 1} = \frac{p_2 f_2}{\sqrt{T_2}} \sqrt{\frac{p_3}{p_2} \left(1 - \frac{p_3}{p_2} \right)} + \frac{6 M n V_2}{\sqrt{2 g R} T_2^2} \left(- \frac{dT_2}{dy^\circ} \right).$$

Если при этом относительное положение поршня от н. м. т. есть x , то

$$f_1 = \pi D v_1 S(x_\sigma - x) = (\pi D S) v_1 (x_\sigma - x); \quad (81)$$

$$f_2 = \pi D v_2 S(x_\phi - x) = (\pi D S) v_2 (x_\phi - x); \quad (82)$$

$$V_2 = \frac{\pi D^2}{4} S \left(\frac{\varepsilon - x_\phi}{\varepsilon - 1} - x \right) = (\pi D S) \frac{D}{4} \left(\frac{\varepsilon - x_\phi}{\varepsilon - 1} - x \right) \quad (83)$$

или

$$V_2 = \left[(1 - x_\phi) \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} + (x_\phi - x) \right] V_h. \quad (83a)$$

Подстановка в первую формулу дает

$$\begin{aligned} \frac{v_1 \mu_1 (x_\sigma - x)}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{p_1}{p_2} - 1} &= \frac{v_2 \mu_2 (x_\phi - x)}{\sqrt{T_2}} \sqrt{\frac{p_3}{p_2} \left(1 - \frac{p_3}{p_2} \right)} + \\ &+ \frac{3M}{2\sqrt{2gR}} \frac{nD}{T_2^2} \left(\frac{\varepsilon - x_\phi}{\varepsilon - 1} - x \right) \left(-\frac{dT_2}{dy^0} \right). \end{aligned} \quad (84)$$

А так как

$$\frac{2}{3} \sqrt{2gR} = 15,973 \approx 16$$

и далее при $M = 1,002$

$$\frac{1,002}{15,973} = 0,06275 \text{ или } \frac{1,002}{16} = 0,0626 \text{ или } \frac{3M}{2\sqrt{2gR}} \approx 0,063, \quad (62)$$

то, следовательно, проще напишем

$$\begin{aligned} \frac{v_1 \mu_1 (x_\sigma - x)}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{p_1}{p_2} - 1} &= \frac{v_2 \mu_2 (x_\phi - x)}{\sqrt{T_2}} \sqrt{\frac{p_3}{p_2} \left(1 - \frac{p_3}{p_2} \right)} + \\ &+ 0,063 \frac{nD}{T_2^2} \left(\frac{\varepsilon - x_\phi}{\varepsilon - 1} - x \right) \left(-\frac{dT_2}{dy^0} \right). \end{aligned} \quad (85)$$

Обозначая

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= \frac{v_1 \mu_1 (x_\sigma - x)}{\sqrt{T_1}}; & C_2 &= \frac{v_2 \mu_2 (x_\phi - x)}{\sqrt{T_2}}; \\ L &= \frac{3M}{2\sqrt{2gR}} \frac{nD}{T_2^2} \left(\frac{\varepsilon - x_\phi}{\varepsilon - 1} - x \right) \left(-\frac{dT_2}{dy^0} \right) \approx 0,063 \frac{nD}{T_2^2} \left(\frac{\varepsilon - x_\phi}{\varepsilon - 1} - x \right) \left(-\frac{dT_2}{dy^0} \right), \end{aligned} \right\} \quad (86)$$

находим

$$C_1 = \sqrt{\frac{p_1}{p_2} - 1} = C_2 \sqrt{\frac{p_3}{p_2} \left(1 - \frac{p_3}{p_2} \right)} + L, \quad (87)$$

откуда

$$\frac{p_1}{p_2} = 1 + \left\{ \frac{1}{C_1} \left[C_2 \sqrt{\frac{p_3}{p_2} \left(1 - \frac{p_3}{p_2} \right)} + L \right] \right\}^2 \quad (88)$$

и окончательно

$$p_1 = p_2 + \left\{ \frac{1}{C_1} \left[C_2 \sqrt{\frac{p_3}{p_2} \left(1 - \frac{p_3}{p_2} \right)} + L \sqrt{p_2} \right] \right\}^2. \quad (89)$$

ГЛАВА V

РАСЧЕТ ВЫХЛОПНЫХ ОКОН

§ 1. Первый вариант формулы для расчета линии выхлопа

Выведем формулу, относящуюся к одному элементу процесса предварения выхлопа, учитывая как истечение газов, так и изменение объема цилиндра.

Из характеристического уравнения, обозначая давление P в кг/м^2 ,

$$PV = GRT$$

путем дифференцирования находим

$$PdV + VdP = R(GdT + TdG),$$

что при делении на первоначальное уравнение дает

$$\frac{dV}{V} + \frac{dP}{P} = \frac{dT}{T} + \frac{dG}{G}$$

и, следовательно,

$$dG = G \left(\frac{dV}{V} + \frac{dP}{P} - \frac{dT}{T} \right). \quad (1)$$

С другой стороны, для установившегося истечения из цилиндра при высоком перепаде давлений

$$dG = -\mu_a M_{кр} \frac{P}{\sqrt{RT}} f d\tau, \quad (2)$$

где μ_a —коэффициент истечения выхлопных окон, который для применяемой формы выхлопных каналов в основном определяется коэффициентом сужения α , так как трение имеет здесь лишь небольшое значение, буквой же $M_{кр}$ сокращенно обозначено выражение

$$M_{кр} = \sqrt{gm \left(\frac{2}{m+1} \right)^{\frac{m+1}{m-1}}}, \quad (3)$$

где m —показатель истечения, который вследствие охлаждающего действия стенок должен быть несколько ниже адиабатического показателя k при тех же температурах (показатель политропы расширения в цилиндре мы будем обозначать через r , причем его значение должно лежать между k и m).

Из ф-л (1) и (2) находим

$$G \left(\frac{dV}{V} + \frac{dP}{P} - \frac{dT}{T} \right) = -\mu_a M_{кр} \frac{P}{\sqrt{RT}} f d\tau. \quad (4)$$

Из уравнения политропы в цилиндре

$$T : P^{\frac{r-1}{r}} = \text{const}$$

дифференцированием находим

$$\frac{dT}{T} - \frac{r-1}{r} \frac{dP}{P} = 0; \quad \frac{dT}{T} = \frac{r-1}{r} \frac{dP}{P}; \quad \frac{dP}{P} = \frac{r}{r-1} \frac{dT}{T}. \quad (5)$$

Ф-ла (4) по разделении на G и подстановке ф-лы (5) дает

$$\frac{dV}{V} + \frac{r}{r-1} \frac{dT}{T} - \frac{dT}{T} = -\mu_a M_{кр} \frac{P}{G\sqrt{RT}} f d\tau.$$

Но

$$\frac{r}{r-1} \frac{dT}{T} - \frac{dT}{T} = \frac{1}{r-1} \frac{dT}{T}$$

и

$$\frac{P}{G\sqrt{RT}} = \frac{RT}{V\sqrt{RT}} = \frac{\sqrt{RT}}{V},$$

поэтому мы получаем

$$\frac{-dT}{(r-1)T} = \mu_a M_{кр} \sqrt{RT} \frac{f d\tau}{V} + \frac{dV}{V}. \quad (6)$$

При интегрировании ур-ния (6) для небольших участков линии выхлопа допустимо, в целях упрощения, принять приближенно в первом члене правой части T_{cp} вместо T и V_{cp} вместо V , что даст нам

$$-\frac{1}{r-1} \int_1^2 \frac{dT}{T} = \mu_a M_{кр} \frac{\sqrt{RT_{cp}}}{V_{cp}} \int_1^2 f d\tau + \int_1^2 \frac{dV}{V} \quad (7)$$

или

$$-\frac{1}{r-1} \ln \frac{T_2}{T_1} = \mu_a M_{кр} \frac{\sqrt{RT_{cp}}}{V_{cp}} \int_1^2 f d\tau + \ln \frac{V_2}{V_1}. \quad (8)$$

С еще меньшей точностью, но практически все же допустимой, мы можем ф-лу (6) привести к виду

$$\frac{\Delta T}{(r-1)T_{cp}} = \mu_a M_{кр} \frac{\sqrt{RT_{cp}}}{V_{cp}} \int_1^2 f d\tau + \frac{\Delta V}{V_{cp}} = \frac{1}{V_{cp}} \left(\mu_a M_{кр} \sqrt{RT_{cp}} \int_1^2 f d\tau + \Delta V \right). \quad (9)$$

В последних формулах V_{cp} есть средний объем цилиндра для рассматриваемого участка, T_{cp} — средняя температура газов на рассматриваемом участке (для ее нахождения нужно продолжить графически линию температуры, вычерченную до данного участка),

$$\Delta T = T_1 - T_2 \quad \text{и} \quad \Delta V = V_2 - V_1.$$

Последняя формула служит для нахождения ΔT и применима как к двухтактным, так и к четырехтактным двигателям. Для двухтактных двигателей эта формула допускает дальнейшие геометрические упрощения, которых мы здесь касаться не будем.

Этот способ расчета линии выхлопа является весьма простым и наиболее удобным для единичных подсчетов, не требующих очень высокой точности. Недостаток этого способа — необходимость нахождения T_{cp} графическим экстраполированием уже построенной части линии температуры, что требует хорошего глазомера или в противном случае приводит к повторным пересчетам.

§ 2. Второй вариант формулы для расчета линии выхлопа

Рассмотрим несколько иной способ, свободный от указанного выше недостатка первого способа, но приводящий к несколько более громоздкой формуле.

Убыль веса газа в цилиндре на протяжении интервала 1—2 из характеристического уравнения составляет

$$\Delta G = \frac{P_1 V_1}{RT_1} - \frac{P_2 V_2}{RT_2} = \frac{P_1 V_1}{RT_1} \left(1 - \frac{V_2}{V_1} \cdot \frac{P_2 T_1}{P_1 T_2} \right). \quad (10)$$

Но из уравнения политропы расширения в цилиндре

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{r}{r-1}}; \quad \frac{P_2 T_1}{P_1 T_2} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{r}{r-1} - 1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{r-1}},$$

поэтому

$$\Delta G = \frac{P_1 V_1}{RT_1} \left[1 - \frac{V_2}{V_1} \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{r-1}} \right]. \quad (11)$$

С другой стороны, для истечения при высоком перепаде давлений (ф-ла 2)

$$\Delta G = \mu_a M_{кр} \left(\frac{P}{\sqrt{RT}} \right)_{cp} \int_1^2 f d\tau = \frac{\mu_a M_{кр}}{\sqrt{R}} \left(\frac{P}{\sqrt{T}} \right)_{cp} \int_1^2 f d\tau, \quad (12)$$

где для небольшого интервала можно принять

$$\left(\frac{P}{\sqrt{T}} \right)_{cp} \approx \frac{1}{2} \left(\frac{P_1}{\sqrt{T_1}} + \frac{P_2}{\sqrt{T_2}} \right) = \frac{1}{2} \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \left(1 + \frac{P_2 \sqrt{T_1}}{P_1 \sqrt{T_2}} \right),$$

а так как из уравнения политропы расширения в цилиндре

$$\frac{P_2 \sqrt{T_1}}{P_1 \sqrt{T_2}} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{r}{r-1} - \frac{1}{2}} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{r+1}{2(r-1)}},$$

то

$$\left(\frac{P}{\sqrt{T}} \right)_{cp} \approx \frac{1}{2} \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \left[1 + \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{r+1}{2(r-1)}} \right].$$

Поэтому ф-ла (12) приближенно дает

$$\Delta G = \mu_a M_{кр} \frac{P_1}{2\sqrt{RT_1}} \left[1 + \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{r+1}{2(r-1)}} \right] \int_1^2 f d\tau. \quad (13)$$

Из ур-ний (13) и (11) совместно имеем

$$\mu_a M_{кр} \frac{P_1}{2\sqrt{RT_1}} \left[1 + \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{r+1}{2(r-1)}} \right] \int_1^2 f d\tau = \frac{P_1 V_1}{RT_1} \left[1 - \frac{V_2}{V_1} \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{r-1}} \right]$$

или

$$\mu_a M_{кр} \frac{\sqrt{RT_1}}{2V_1} \left[1 + \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{r+1}{2(r-1)}} \right] \int_1^2 f d\tau = 1 - \frac{V_2}{V_1} \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{r-1}}. \quad (14)$$

Вводя временно обозначение

$$\mu_a M_{кр} \frac{\sqrt{RT_1}}{V_1} \int_1^2 f d\tau = D, \quad (15)$$

мы можем ф-лу (14) представить в виде

$$D \cdot \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{r+1}{2(r-1)}} \right] = 1 - \frac{V_2}{V_1} \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{r-1}}. \quad (16)$$

Но так как при

$$\begin{aligned} \frac{T_2}{T_1} &= 1 - \delta_T \\ (1 - \delta_T)^n &\approx 1 - n\delta_T, \end{aligned} \quad (17)$$

то

$$\frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{r+1}{2(r-1)}} \right] = \frac{1}{2} \left[1 + 1 - \frac{r+1}{2(r-1)} \delta_T \right] = 1 - \frac{r+1}{4(r-1)} \delta_T$$

и

$$1 - \frac{V_2}{V_1} \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{r-1}} = 1 - \frac{V_2}{V_1} \left(1 - \frac{1}{r-1} \delta_T \right).$$

Поэтому ф-ла (16) переписывается так:

$$D \left[1 - \frac{r+1}{4(r-1)} \delta_T \right] = 1 - \frac{V_2}{V_1} \left(1 - \frac{1}{r-1} \delta_T \right),$$

откуда

$$\delta_T = \frac{(r-1) \left(D + \frac{V_2}{V_1} - 1 \right)}{\frac{r+1}{4} D + \frac{V_2}{V_1}} \quad (18)$$

или с подстановкой D по ф-ле (15) -

$$\begin{aligned} \delta_T &= \frac{(r-1) \left(\mu_a M_{кр} \frac{\sqrt{RT_1}}{V_1} \int_1^2 f d\tau + \frac{V_2}{V_1} - 1 \right)}{\frac{r+1}{4} \mu_a M_{кр} \frac{\sqrt{RT_1}}{V_1} \int_1^2 f d\tau + \frac{V_2}{V_1}} = \\ &= \frac{(r-1) \left(\mu_a M_{кр} \sqrt{RT_1} \int_1^2 f d\tau + V_2 - V_1 \right)}{\frac{r+1}{4} \mu_a M_{кр} \sqrt{RT_1} \int_1^2 f d\tau + V_2}. \end{aligned} \quad (19)$$

Но из ф-лы (17)

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 - \delta_T T_1, \\ \Delta T &= T_1 - T_2 = \delta_T T_1, \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \sqrt{T_2} &= \sqrt{T_1 - \delta_T T_1} \approx \sqrt{T_1} \left(1 - \frac{\delta_T}{2} \right) = \sqrt{T_1} - \frac{\delta_T}{2} \sqrt{T_1}, \\ \Delta \sqrt{T} &= \sqrt{T_1} - \sqrt{T_2} = \frac{\delta_T}{2} \sqrt{T_1}. \end{aligned} \quad (21)$$

Поэтому из ф-л (20) и (19)

$$\Delta T = \frac{(r-1) \left(\mu_a M_{кр} \sqrt{RT_1} \int_1^2 f d\tau + V_2 - V_1 \right) T_1}{\frac{r+1}{4} \mu_a M_{кр} \sqrt{RT_1} \int_1^2 f d\tau + V_2}, \quad (22)$$

а из ф-л (21) и (19)

$$\Delta \sqrt{T} = \frac{\frac{r-1}{2} \left(\mu_a M_{кр} \sqrt{RT_1} \int_1^2 f d\tau + V_2 - V_1 \right) \sqrt{T_1}}{\frac{r+1}{4} \mu_a M_{кр} \sqrt{RT_1} \int_1^2 f d\tau + V_2}. \quad (23)$$

Последняя формула ближе всего ведет к цели, так как в основном расчет процесса предварения выхода ведется по $\sqrt{T}$.

§ 3. Применение расчетных формул к малому перепаду давлений и геометрические упрощения в расчете выхлопа

Хотя процесс предварения выхлопа лежит преимущественно в области больших перепадов давлений, но последние его участки могут перейти в область малых перепадов. Все расчетные формулы для этого случая, сохраняя свой первоначальный вид, получают лишь при коэффициенте $M_{кр}$ дополнительный поправочный множитель C , величина которого, исходя из основных формул теории истечения, должна быть такова:

$$C = \sqrt{\frac{\left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{2/m} \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right]}{\left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{2/m}_{кр} \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{\frac{m-1}{m}}_{кр}\right]}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{2/m} \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right]}{\left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{2}{m-1}} \frac{m-1}{m+1}}} =$$

$$= \left(\frac{m+1}{2}\right)^{\frac{1}{m-1}} \sqrt{\frac{m+1}{m-1}} \left(\frac{p_i}{p_a}\right)^{\frac{1}{m}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{\frac{m-1}{m}}}. \quad (24)$$

Табл. 29 содержит числовые значения множителя C , найденные при показателях истечения $m=1,5$ и $1,4$.

Таблица 29

$\frac{p_a}{p_i}$	1,0	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,528	0,512
$m=1,5; C=$	0	0,441	0,605	0,720	0,806	0,872	0,923	0,959	0,984	—	1,00
$m=1,4; C=$	0	0,451	0,618	0,734	0,819	0,884	0,932	0,966	0,989	1,00	—

В качестве давления p_i , определяющего собой величину поправочного множителя C , целесообразно принимать среднее значение $(p_i)_{ср}$ для каждого интервала. Линия давления в цилиндре строится одновременно с линией T_i или $\sqrt{T_i}$, пользуясь формулой

$$p_i = p_a \left(\frac{T_i}{T_a}\right)^{\frac{r}{r-1}} = p_a \left(\frac{\sqrt{T_i}}{\sqrt{T_a}}\right)^{\frac{2r}{r-1}}, \quad (25)$$

причем показатель политропы расширения в цилиндре можно взять $r=1,4$, поэтому $\frac{2r}{r-1}=7$. Здесь p_a — давление начала выхлопа.

Критическое давление в цилиндре, определяющее собой тот момент, начиная с которого должен вводиться поправочный множитель C , находится по формуле

$$(p_i)_{кр} = \frac{p_a}{\beta_{кр}} = p_a : \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m}{m-1}}, \quad (26)$$

причем для $m=1,5$ $\beta_{кр}=0,512$, а для $m=1,4$ $\beta_{кр}=0,528$.

Табл. 29 показывает, что в случае падения давления в предварении выхлопа до $p_5=1,5$ атм, т. е. до $\frac{p_a}{p_i} \approx 0,7$, поправочный множитель C в области малых перепадов давлений изменяется лишь от 1,0 до 0,92, поэтому его влияние на расчет предварения выхлопа в целом чрезвычайно ничтожно. К этому нужно добавить, что если в прежнее время расчет предварения выхлопа вели до давления p_5 , равного давлению в ресивере p_s или немного выше, то в настоящее время нередко ограничиваются $p_s=2$ атм (и даже большим).

Укажем на некоторые геометрические упрощения формул, примененных для расчета выхлопа. За основную переменную геометрическую величину примем угол u , определяющий положение кривошипа по отношению к н.м.т. или относительное положение поршня x — также по отношению к н.м.т.

Если рабочий объем цилиндра в m^3 V_h , пространство сжатия цилиндра V_0 , относительная величина потерянной части хода (соответствующая высоте выхлопных окон) x_ϕ , степень сжатия ε , то

$$(1 - x_\phi) V_h = (\varepsilon - 1) V_0,$$

откуда

$$V_0 = \frac{1 - x_\phi}{\varepsilon - 1} V_h. \quad (27)$$

Поэтому для произвольного положения поршня

$$V = (1 - x) V_h + V_0 = \left(1 - x + \frac{1 - x_\phi}{\varepsilon - 1} \right) V_h = \left(\frac{\varepsilon - x_\phi}{\varepsilon - 1} - x \right) V_h, \quad (28)$$

откуда при подстановке x_1 находим V_1 , при подстановке x_2 находим V_2 , при подстановке $x_{cp} = 0,5(x_1 + x_2)$ находим V_{cp} ; далее

$$\Delta V = V_2 - V_1 = (x_1 - x_2) V_h = \Delta x V_h. \quad (29)$$

Относительный объем газов в цилиндре (в долях рабочего объема цилиндра)

$$u = \frac{V}{V_h} = \frac{\varepsilon - x_\phi}{\varepsilon - 1} - x, \quad (30)$$

откуда при подстановке x_1 находим u_1 , при подстановке x_2 находим u_2 , при подстановке x_{cp} находим u_{cp} , далее

$$\Delta u = u_2 - u_1 = x_1 - x_2. \quad (31)$$

При прямоугольных окнах в стенке цилиндра имеем далее по ф-ле (14) главы III

$$\int_1^2 f d\tau = \frac{\pi D v S}{6n} \Delta b = \frac{2}{3} \frac{v}{nD} V_h \Delta b \quad (32)$$

и

$$\frac{\int_1^2 f d\tau}{V_h} = \frac{2}{3} \frac{v}{nD} \Delta b = \Delta \phi, \quad (33)$$

причем

$$\Delta b \approx (x_\phi - x_{cp}) \Delta y = \left(x_\phi - \frac{x_1 + x_2}{2} \right) \Delta y. \quad (34)$$

С этими подстановками основные расчетные уравнения приобретают такой вид.

Ф-ла (6) дает

$$\begin{aligned} \frac{-dT}{(r-1)T} &= \frac{\mu_a M_{kp} \sqrt{RT} \frac{f d\tau}{V_h} + \frac{dV}{V_h}}{\frac{V}{V_h}} = \frac{\mu_a M_{kp} \sqrt{RT} d\phi + du}{u} = \\ &= \frac{\mu_a M_{kp} \sqrt{RT} \frac{2}{3} \frac{v}{nD} db - dx}{\frac{\varepsilon - x_\phi}{\varepsilon - 1} - x}. \end{aligned} \quad (35)$$

Ф-ла (8) дает

$$\begin{aligned} \frac{1}{r-1} \ln \frac{T_2}{T_1} &= \mu_a M_{кр} \sqrt{RT_{cp}} \frac{V_h}{V_{cp}} \frac{\int_1^2 f d\tau}{V_h} + \ln \frac{V_2}{V_1} = \mu_a M_{кр} \sqrt{RT_{cp}} u_{cp} \Delta\phi + \ln \frac{u_2}{u_1} = \\ &= \mu_a M_{кр} \sqrt{RT_{cp}} \left(\frac{\varepsilon - x_\psi}{\varepsilon - 1} - \frac{x_1 + x_2}{2} \right) \frac{2}{3} \frac{\nu}{nD} \Delta b + \ln \frac{\varepsilon - x_\psi - (\varepsilon - 1)x_2}{\varepsilon - x_\psi - (\varepsilon - 1)x_1}. \end{aligned} \quad (36)$$

Ф-ла (9) дает

$$\begin{aligned} \frac{\Delta T}{(r-1)T_{cp}} &= \frac{\mu_a M_{кр} \sqrt{RT_{cp}} \frac{\int_1^2 f d\tau}{V_h} + \frac{\Delta V}{V_h}}{\frac{V_{cp}}{V_h}} = \frac{\mu_a M_{кр} \sqrt{RT_{cp}} \Delta\phi + \Delta u}{u_{cp}} = \\ &= \frac{\mu_a M_{кр} \sqrt{RT_{cp}} \frac{2}{3} \frac{\nu}{nD} \Delta b + x_1 - x_2}{\frac{\varepsilon - x_\psi}{\varepsilon - 1} - \frac{x_1 + x_2}{2}}. \end{aligned} \quad (37)$$

Ф-ла (22) дает

$$\begin{aligned} \Delta T &= \frac{(r-1)(\mu_a M_{кр} \sqrt{RT_1} \Delta\phi + \Delta u) T_1}{\frac{r+1}{4} \mu_a M_{кр} \sqrt{RT_1} \Delta\phi + u_2} = \\ &= \frac{(r-1)(\mu_a M_{кр} \sqrt{RT_1} \frac{2}{3} \frac{\nu}{nD} \Delta b + x_1 - x_2) T_1}{\frac{r+1}{4} \mu_a M_{кр} \sqrt{RT_1} \frac{2}{3} \frac{\nu}{nD} \Delta b + \frac{\varepsilon - x_\psi}{\varepsilon - 1} - x_2}. \end{aligned} \quad (38)$$

Ф-ла (23) дает

$$\begin{aligned} \Delta \sqrt{T} &= \frac{\frac{r-1}{2} (\mu_a M_{кр} \sqrt{RT_1} \Delta\phi + \Delta u) \sqrt{T_1}}{\frac{r+1}{4} \mu_a M_{кр} \sqrt{RT_1} \Delta\phi + u_2} = \\ &= \frac{\frac{r-1}{2} (\mu_a M_{кр} \sqrt{RT_1} \frac{2}{3} \frac{\nu}{nD} \Delta b + x_1 - x_2) \sqrt{T_1}}{\frac{r+1}{4} \mu_a M_{кр} \sqrt{RT_1} \frac{2}{3} \frac{\nu}{nD} \Delta b + \frac{\varepsilon - x_\psi}{\varepsilon - 1} - x_2}. \end{aligned} \quad (39)$$

§ 4. Примерные расчеты линии выхлопа

Для примерных расчетов группа множителей

$$\frac{2}{3} \sqrt{R} \mu_a M_{кр}$$

была принята равной 5,0. Так как при полном сгорании нефтяных продуктов можно принять, как и для воздуха, $R = 29,27$, то

$$\sqrt{R} = \sqrt{29,27} = 5,41.$$

С хорошей точностью

$$M_{кр} = \sqrt{gm \left(\frac{2}{m+1} \right)^{\frac{m+1}{m-1}}} \approx 1,914 \sqrt[3]{m}, \quad (40)$$

откуда при показателе истечения $m = 1,5$ $M_{кр} \approx 2,19$,
а при показателе истечения $m = 1,4$ $M_{кр} \approx 2,14$.

Соответственно находим для коэффициента истечения μ_a такие значения:

при $m = 1,5$ $\mu_a = 0,638$; при $m = 1,4$ $\mu_a = 0,648$.

Полагая, кроме того, показатель политропы расширения в цилиндре $r = 1,4$, а следовательно $\frac{r-1}{2} = 0,2$ и $\frac{r+1}{4} = 0,6$, расчетную ф-лу (39) мы приводим к виду

$$\Delta\sqrt{T} = \sqrt{T_1} - \sqrt{T_2} \pm \frac{0,2 \left[5 \frac{\gamma}{nD} \Delta b \sqrt{T_1} + (x_1 - x_2) \right] \sqrt{T_1}}{0,6 \cdot 5 \frac{\gamma}{nD} \Delta b \sqrt{T_1} + \frac{\varepsilon - x_2}{\varepsilon - 1} - x_2} = \frac{\left[\frac{\gamma}{nD} \Delta b \sqrt{T_1} + 0,2 (x_1 - x_2) \right] \sqrt{T_1}}{3 \frac{\gamma}{nD} \Delta b \sqrt{T_1} + \frac{\varepsilon - x_2}{\varepsilon - 1} - x_2} \quad (41)$$

Эта формула и послужила для проведения двадцати пяти примерных расчетов линии выхлопа. Отношение радиуса к шатуну было принято $\lambda = 1:4,5$. Температура T_4 бралась по условной формуле

$$T_4 = p_4(242 + 8p_4) \quad (42)$$

вместо того, чтобы ее оценивать просто на-глаз, как это обычно в расчете выхлопа делается по причине малого влияния этой температуры на окончательный результат. Давление в выхлопном трубопроводе принималось $p_a = 1,01 \text{ ата}$ (для области малых перепадов).

Интервалы были взяты по 5° угла поворота кривошипа. Приведенный в табл. 30 пример показывает, что с переходом к более мелким элементам линия выхлопа падает еще круче, т. е. принятая нами разбивка по 5° дает известный запас надежности.

Таблица 30

$y =$	Интервалы по 5°		Интервалы по $2,5^\circ$		
	65°	60°	65°	$62,5^\circ$	60°
$T_4 =$ $\sqrt{T_4}$	994,4° 31,533	920,7° 30,343	994,4° 31,533	957,2° 30,939	917,8° 30,295
$\Delta\sqrt{T}$	1,190		0,594 0,644 1,238		

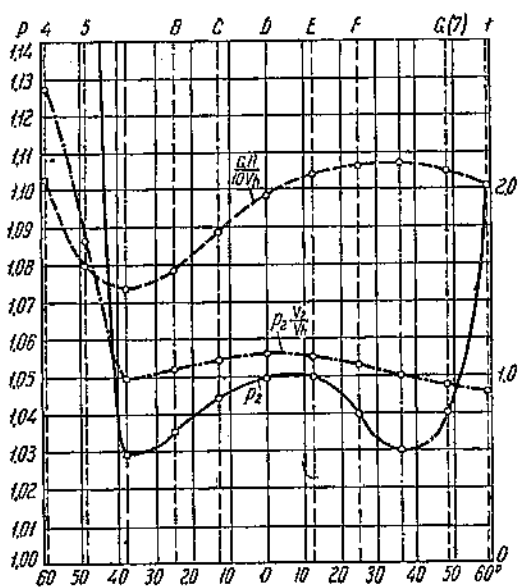
В табл. 31 даны точки линии выхлопа $\sqrt{T_1}$ и p_1 для 25 разнообразных расчетов, выполненных с возможно большей точностью вышеуказанным способом с применением ф-лы (41).

В табл. 32 приведены найденные графическим путем (построением линий выхлопа по точкам таблицы 31) окончательные результаты для трех вариантов: при падении давления до $p_5 = 2 \text{ ата}$, до $p_5 = 1,2 \text{ ата}$ и до полного выравнивания давлений $p_5 = p_a = 1,01 \text{ ата}$. Соответственная относительная высота продувочных окон обозначена σ_2 , $\sigma_{1,2}$ и $\sigma_{1,01}$, а превышение выхлопных окон над продувочными обозначено Δ_2 , $\Delta_{1,2}$ и $\Delta_{1,01}$.

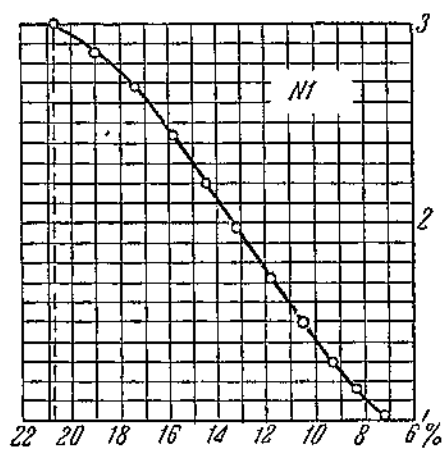
Упомянутые 25 кривых давления приведены на фиг. 31 по 55.

Таблица 31

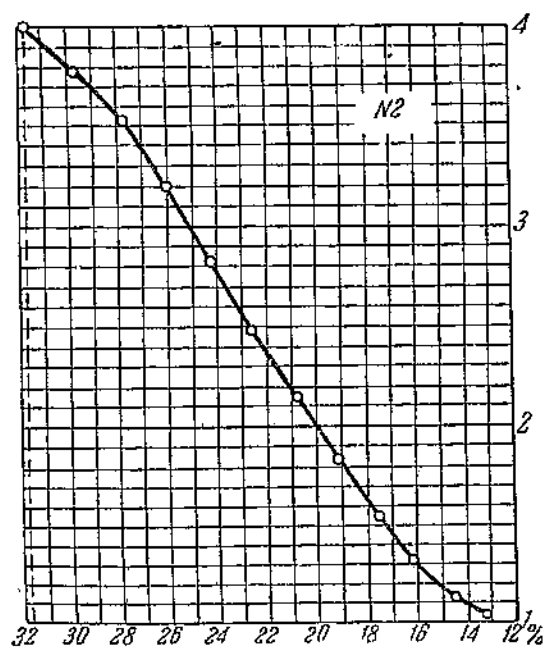
[illegible]



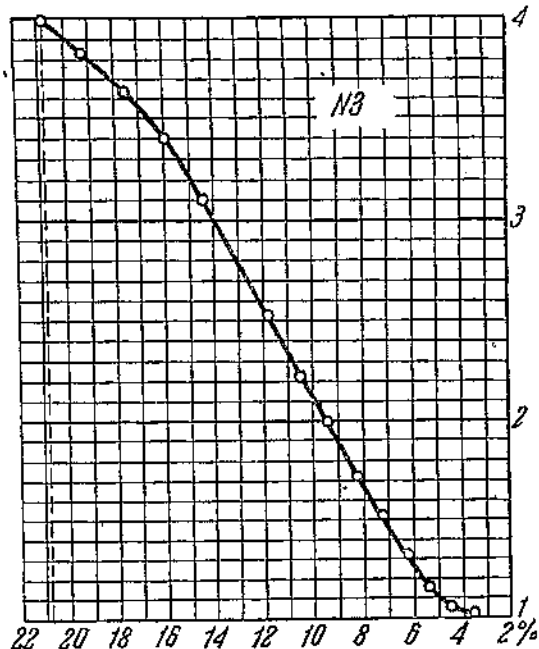
Фиг. 30.



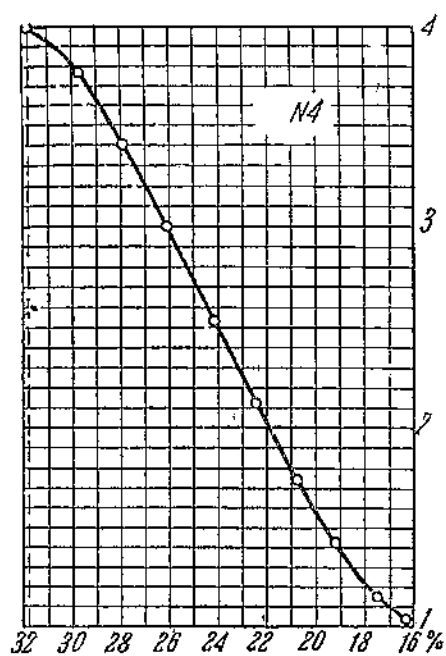
Фиг. 31.



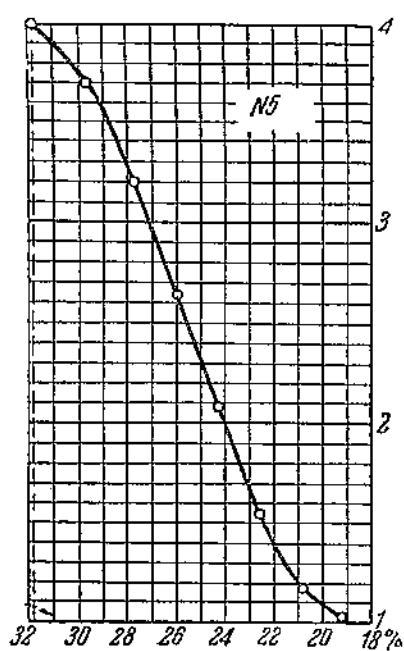
Фиг. 32.



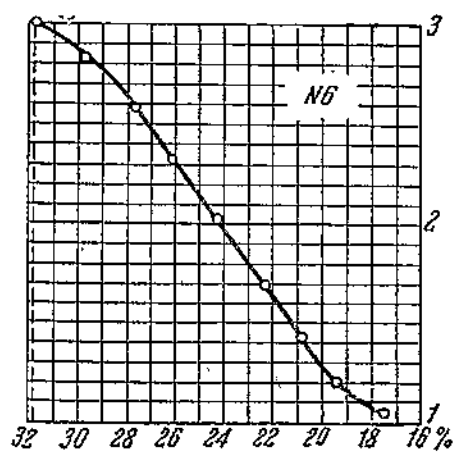
Фиг. 33.



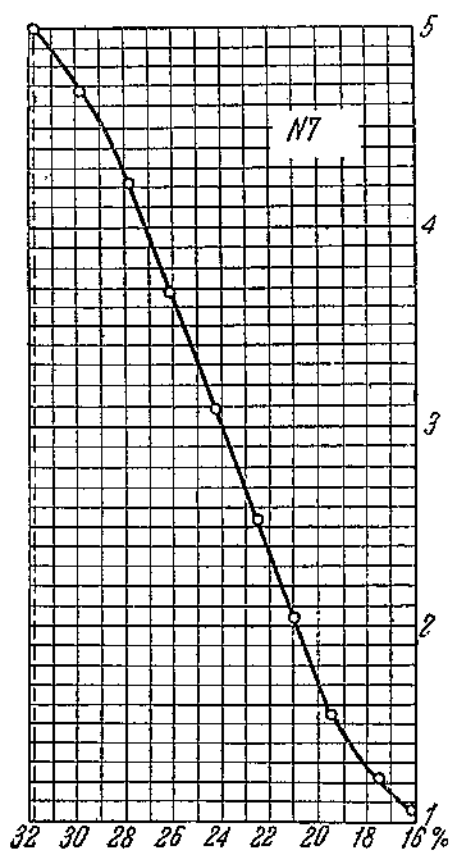
Фиг. 34.



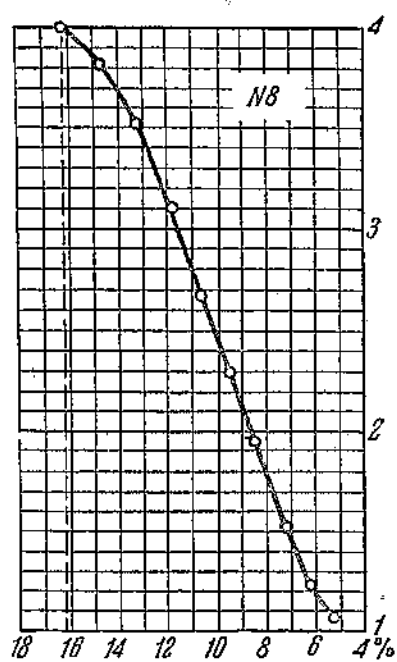
Фиг. 35.



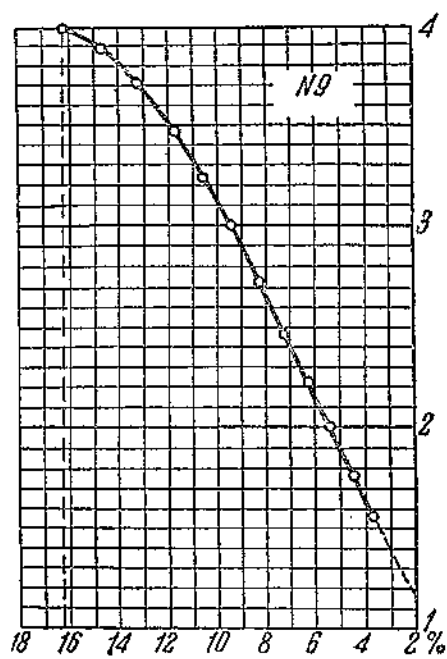
Фиг. 36.



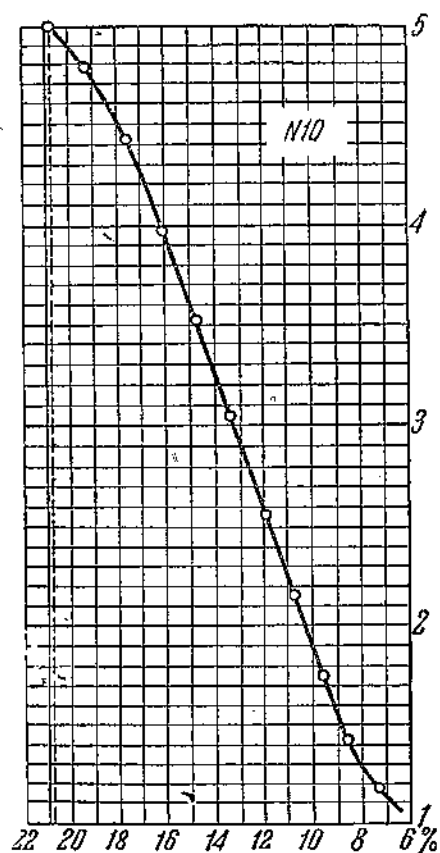
Фиг. 37.



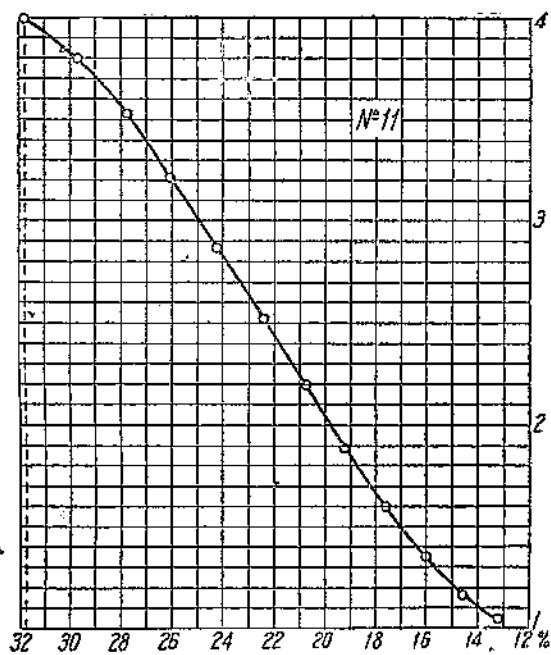
Фиг. 38.



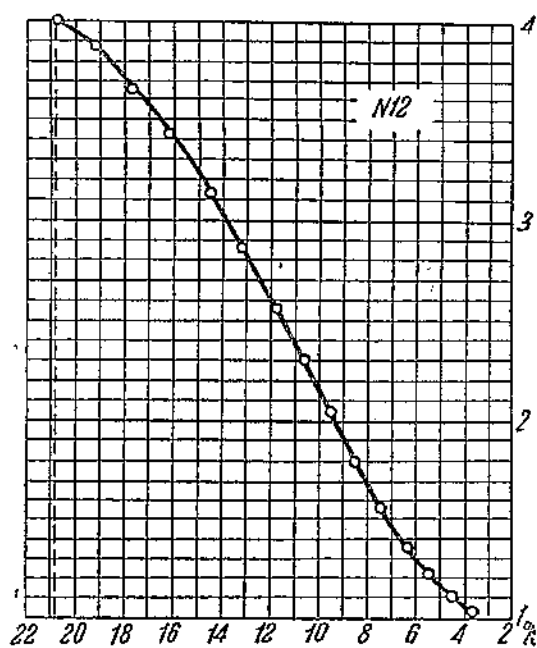
Фиг. 39.



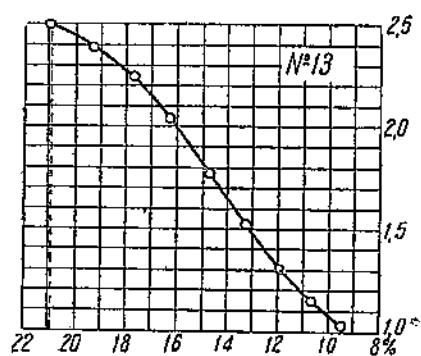
Фиг. 40.



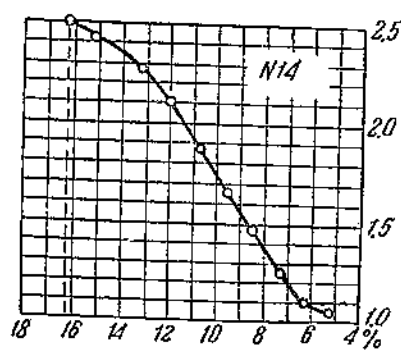
Фиг. 41.



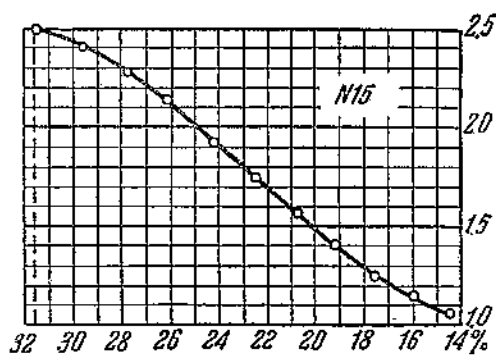
Фиг. 42.



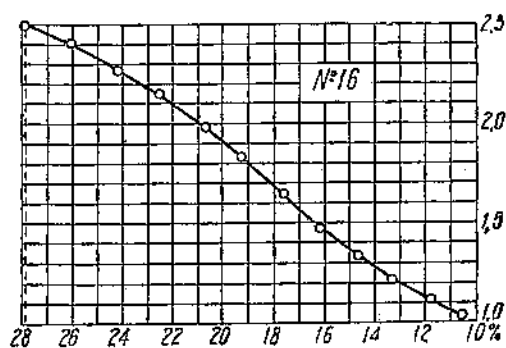
Фиг. 43



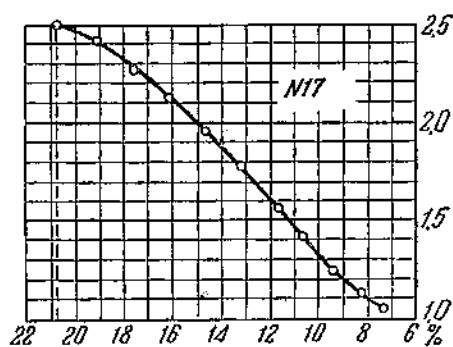
Фиг. 44.



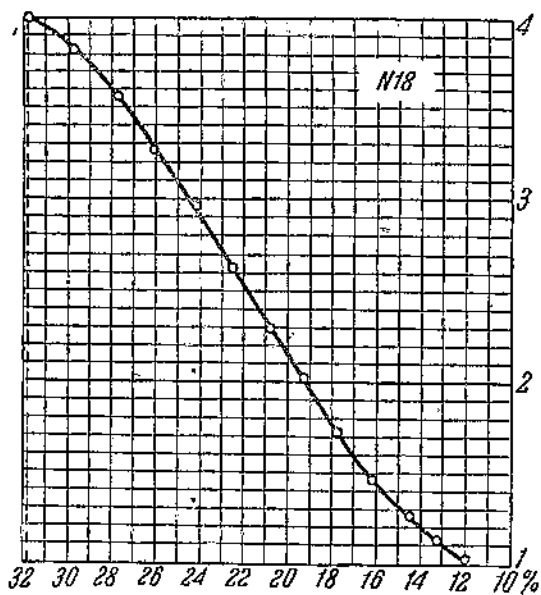
Фиг. 45.



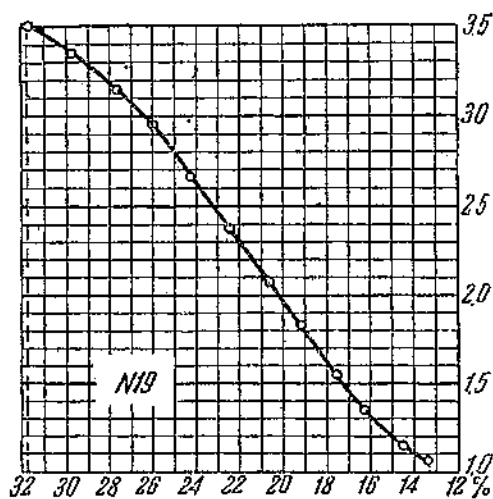
Фиг. 46.



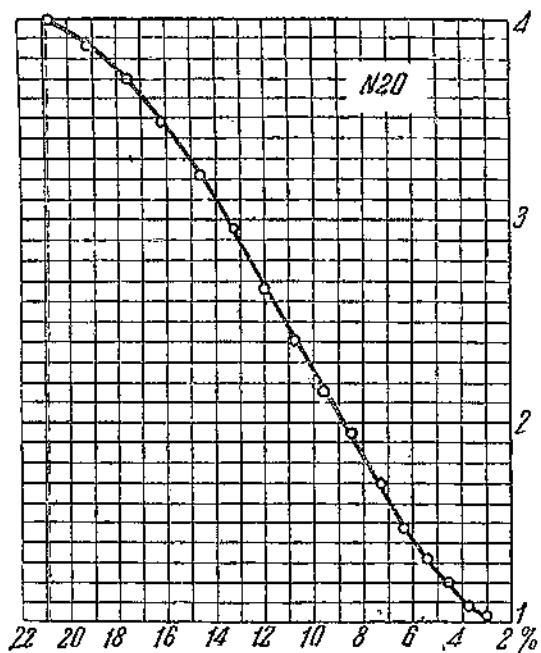
Фиг. 47.



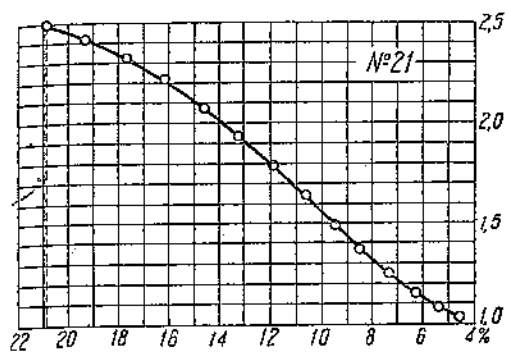
Фиг. 48.



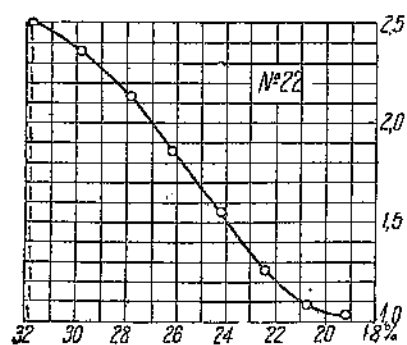
Фиг. 49.



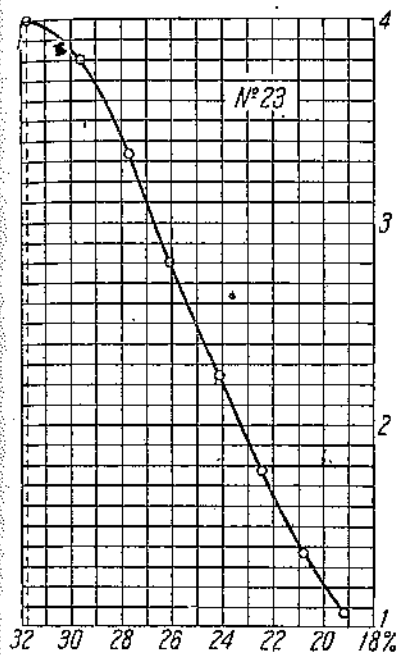
Фиг. 50.



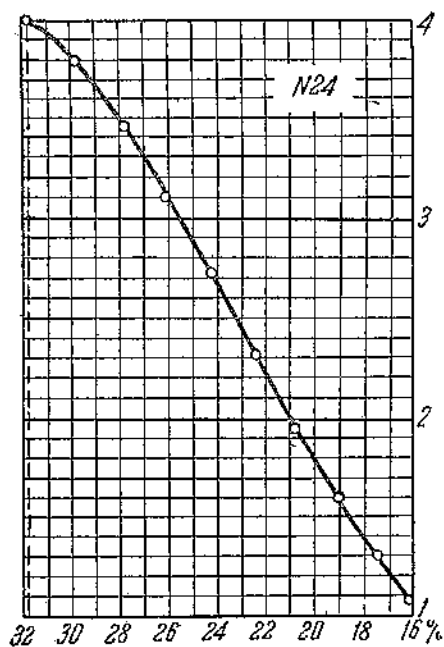
Фиг. 51.



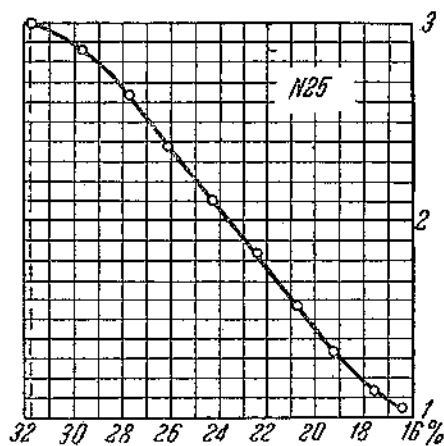
Фиг. 52.



Фиг. 53.



Фиг. 54.



Фиг. 55.

№	σ	p_4	$\frac{nD}{\sqrt{a} \sqrt{a}}$	ψ	σ_2	$\sigma_{1,2}$	$\sigma_{1,0,1}$	Δ_2	$\Delta_{1,2}$	$\Delta_{1,0,1}$
1	15	3	529	20,79	13,3	8,8	6,8	7,49	11,99	13,99
2	15	4	818	31,82	20,0	15,2	13,1	11,82	16,62	18,72
3	15	4	818	20,79	9,4	5,55	3,70	11,39	15,24	17,09
4	15	4	529	31,82	21,9	17,9	16,0	9,92	13,92	15,82
5	15	4	305	31,82	23,95	20,9	19,0	7,87	10,92	12,82
6	15	3	529	31,82	24,25	19,2	17,2	7,57	12,62	14,62
7	15	5	529	31,82	20,6	17,35	15,5	11,22	14,47	16,32
8	15	4	305	16,08	8,55	6,15	4,1	7,53	9,39	11,98
9	15	4	818	16,08	5,25	2,05	—	10,83	14,03	—
10	15	5	529	20,79	10,1	7,3	5,8	10,69	13,49	14,99
11	10	4	818	31,82	19,75	14,9	12,7	12,07	16,92	19,12
12	10	4	818	20,79	9,3	5,2	3,4	11,49	15,59	17,39
13	5	2,5	305	20,79	15,9	11,2	9,3	4,89	9,59	11,49
14	5	2,5	305	16,08	11,2	6,9	4,9	4,88	9,18	11,18
15	5	2,5	818	31,82	24,9	16,85	13,4	6,92	14,97	18,42
16	5	2,5	818	27,94	20,9	13,1	10,3	7,04	14,84	17,64
17	5	2,5	529	20,79	14,7	8,8	7,0	6,09	11,99	13,79
18	5	4	818	31,82	19,0	13,9	11,6	12,82	17,92	20,22
19	5	3,5	818	31,82	20,25	14,7	12,3	11,57	17,12	19,52
20	5	4	818	20,79	8,6	4,55	2,9	12,19	16,24	17,29
21	5	2,5	818	20,79	13,8	6,7	4,1	6,99	14,09	16,69
22	5	2,5	305	31,82	26,9	21,9	18,2	4,92	9,92	13,62
23	5	4	305	31,82	23,4	20,0	18,4	8,42	11,82	13,42
24	5	4	529	31,82	21,0	16,85	15,1	10,82	14,97	16,72
25	5	3	529	31,82	23,6	18,1	16,0	8,22	13,72	15,82

§ 5 Формулы для определения высоты выхлопных окон

Графическая обработка полученных нами результатов для 25 приведенных выше примеров показывает, что Δ можно рассматривать как функцию пяти аргументов

$$\sigma, \frac{nD}{\sqrt{a} \sqrt{a}}, p_4, \sigma \text{ и } p_5.$$

Следовательно, можно написать в общем виде

$$\Delta = km_\sigma m_p m_{nD} m_\sigma, \quad (43)$$

причем коэффициент k должен быть взят различным для разных p_5 .

Удалось подобрать следующие, эмпирического типа, формулы:

$$1) \quad m_\sigma = 1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2, \quad (44)$$

причем $\max(m_\sigma) = 1,04$ для $\sigma = 20\%$, а в среднем $m_\sigma = 1,00$ для $\sigma = 10\%$.

$$2) \quad m_{nD} = \left(\frac{nD}{\sqrt{a} \sqrt{a}} \right)^{0,4}, \quad (45)$$

причем показатель 0,4 хорошо отвечает пределам изменения p_5 от 2 до 1,2 ата (но его следовало бы взять несколько выше для полного расширения до $p_5 = 1,01$ ата).

$$3) \quad m_p = \sqrt[3]{\left(\lg \frac{p_4}{p_5} \right)^2 : \left(\frac{p_4}{p_5} \right)}, \quad (46)$$

причем значения этой функции для некоторых случаев приведены в табл. 33.

Функция m_p

	$p_5 \text{ ата} =$	5	4	3,5	3	2,5
$p_5 = 2 \text{ ата}$ $p_5 = 1,2 \text{ ата}$	$m_p =$ $m_p =$	0,398 0,452	0,356 0,435	0,323 0,420	0,274 0,399	0,196 0,365

$$4) \quad m_s = 0,96 + \frac{0,6}{\varepsilon}, \quad (47)$$

см. табл. 34

Таблица 34

Функция m_e

$\varepsilon =$	15	10	5
$m_e =$	1	1,02	1,08

Таблица 35

Определение коэффициента k

№	ε	m_e	$\frac{nD}{v_a v_a}$	m_{nD}	P_4	$m_{p(2)}$	$m_{p(1,2)}$	σ_2	$\sigma_{1,2}$	$m_{\sigma(2)}$	$m_{\sigma(1,2)}$	Δ_2	$\Delta_{1,2}$	k_2	$k_{1,2}$
1	15	1	529	12,193	0,274	0,399	13,3	8,8	1,022	0,99	7,49	11,95	2,20	2,49	
2	15	1	818	14,564	0,356	0,435	20,2	15,2	1,04	1,013	11,82	16,62	2,20	2,55	
3	15	1	818	14,564	0,356	0,435	9,4	5,55	0,995	0,956	11,39	15,24	2,19	2,52	
4	15	1	529	12,194	0,356	0,435	21,9	17,9	1,039	1,038	9,92	13,92	2,20	2,53	
5	15	1	305	9,874	0,356	0,435	23,95	20,9	1,034	1,04	7,87	10,92	2,18	2,46	
6	15	1	529	12,193	0,274	0,399	24,25	19,2	1,033	1,04	7,57	12,62	2,20	2,50	
7	15	1	529	12,195	0,398	0,452	20,6	17,35	1,040	1,037	11,22	14,47	2,23	2,53	
8	15	1	305	9,874	0,356	0,435	8,55	6,15	0,987	0,963	7,53	9,93	2,18	2,42	
9	15	1	818	14,564	0,356	0,435	5,25	2,05	0,9525	0,911	10,83	14,03	2,20	2,44	
10	15	1	529	12,195	0,398	0,452	10,1	7,3	1,005	0,976	10,69	13,49	2,19	2,51	
11	10	1,02	818	14,564	0,356	0,435	19,75	14,9	1,04	1,0295	12,07	16,92	2,20	2,55	
12	10	1,02	818	14,564	0,356	0,435	9,3	5,2	0,994	0,952	11,49	15,59	2,19	2,54	
13	5	1,08	305	9,872,5	0,196	0,365	15,9	11,2	1,033	1,009	4,89	9,59	2,23	2,46	
14	5	1,08	305	9,872,5	0,196	0,365	11,2	6,9	1,009	0,971	4,88	9,18	2,33	2,44	
15	5	1,08	818	14,562,5	0,196	0,365	24,9	16,85	1,030	1,036	6,92	14,97	2,18	2,52	
16	5	1,08	818	14,562,5	0,196	0,365	20,9	13,1	1,04	1,0205	7,04	14,84	2,20	2,53	
17	5	1,08	529	12,192,5	0,196	0,365	14,7	8,8	1,028	0,99	6,09	11,99	2,30	2,52	
18	5	1,08	818	14,564	0,356	0,435	19,0	13,9	1,04	1,025	12,82	17,92	2,21	2,56	
19	5	1,08	818	14,563,5	0,323	0,420	20,25	14,7	1,04	1,028	11,57	17,12	2,19	2,53	
20	5	1,08	818	14,564	0,356	0,435	8,6	4,55	0,988	0,944	12,19	16,24	2,21	2,52	
21	5	1,08	818	14,562,5	0,196	0,365	13,8	6,7	1,024	0,97	6,99	14,09	2,22	2,54	
22	5	1,08	305	9,872,5	0,196	0,365	26,9	21,9	1,020	1,039	4,92	9,92	2,32	2,47	
23	5	1,08	305	9,874	0,356	0,435	23,4	20,0	1,035	1,04	8,42	11,82	2,16	2,51	
24	5	1,08	529	12,194	0,356	0,435	21,0	16,82	1,04	1,036	10,82	14,97	2,22	2,53	
25	5	1,08	529	12,193	0,274	0,399	23,6	18,1	1,035	1,039	8,22	13,72	2,205	2,52	

Коэффициент k определяется так:

$$k = \frac{\Delta}{m_e m_{nD} m_{\sigma} m_{\sigma}}. \quad (48)$$

Определение k дано в табл. 35 для $p_5 = 2 \text{ ата}$ и $1,2 \text{ ата}$.

Рассмотрение этой таблицы показывает, что можно принять с некоторым округлением

при $p_5 = 2 \text{ ата}$ $k_2 = 2,2$ и при $p_5 = 1,2 \text{ ата}$ $k_{1,2} = 2,5$.

Небольшое отклонение от этих средних значений имеет место лишь в некоторых нехарактерных случаях.

Итак, для определения превышения выхлопного окна над продувочным можно принять следующие формулы: при $p_6 = 2 \text{ ата}$

$$\Delta_2^{\%} = 2,2 \left(0,96 + \frac{0,6}{\varepsilon} \right) \sqrt[3]{\left(\lg \frac{p_4}{2} \right)^2 : \left(\frac{p_4}{2} \right) \left(\frac{nD}{v_a v_a} \right)^{0,4}} [1,04 - 0,0004(20 - \sigma\%)^2] \quad (49)$$

и при $p_5 = 1,2 \text{ ата}$

$$\Delta_{1,2}^{\%} = 2,5 \left(0,96 + \frac{0,6}{\varepsilon} \right) \sqrt[3]{\left(\lg \frac{p_4}{1,2} \right)^2 : \left(\frac{p_4}{1,2} \right) \left(\frac{nD}{v_a v_a} \right)^{0,4}} [1,04 - 0,0004(20 - \sigma\%)^2]. \quad (50)$$

Более подробное исследование (см. ниже § 7) показывает, что коэффициент k для произвольного p_5 (не ниже $p_5 = 1,02 \text{ ата}$) может быть вычислен по формуле

$$k = \frac{0,48}{p_5 - 0,40} + 1,90. \quad (51)$$

Таким образом наиболее общей формулой расчетного уравнения для предварения выхлопа является следующая:

$$\Delta_0^{\%} = \left(\frac{0,48}{p_5 - 0,4} + 1,9 \right) \left(0,96 + \frac{0,6}{\varepsilon} \right) \sqrt[3]{\left(\lg \frac{p_4}{p_5} \right)^2 : \left(\frac{p_4}{p_5} \right) \left(\frac{nD}{v_a v_a} \right)^{0,4}} [1,04 - 0,0004(20 - \sigma\%)^2]. \quad (52)$$

С другой стороны, для наиболее ходовых случаев могут быть получены частные формы этого уравнения.

Заметим, что допущение значительной незаконченности предварения выхлопа до $p_5 = 2 \text{ ата}$ (и выше) является характерным для новейших двигателей.

В частном случае для современных дизелей (без наддува) при $\varepsilon = 15$, $p_4 = 3 \text{ ата}$ и $p_5 = 2 \text{ ата}$ имеем:

$$k = 2,2, m_v = 1, m_p = 0,274,$$

следовательно,

$$2,2 \cdot 1 \cdot 0,274 = 0,602 \approx 0,6$$

и поэтому

$$\Delta_2^{\%} = 0,6 \left(\frac{nD}{v_a v_a} \right)^{0,4} [1,04 - 0,0004(20 - \sigma\%)^2]. \quad (53)$$

А для современных нефтянок при $\varepsilon = 5$ (округленно), $p_4 = 2,5 \text{ ата}$ и $p_5 = 2 \text{ ата}$ имеем:

$$k = 2,2, m_v = 1,08, m_p = 0,196,$$

следовательно,

$$2,2 \cdot 1,08 \cdot 0,196 = 0,465 \approx 0,45$$

и поэтому

$$\Delta_2^{\%} = 0,45 \left(\frac{nD}{v_a v_a} \right)^{0,4} [1,04 - 0,0004(20 - \sigma\%)^2]. \quad (54)$$

В более старых двигателях, построенных 15—25 лет назад (а нередко и во второклассных современных двигателях), предварение выхлопа рассчитывалось с значительно большим запасом (см. работу автора „Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания“, 1932 г., стр. 71).

Для дизелей прежних конструкций можно принять $\varepsilon = 15$ (округленно), $p_4 = 4 \text{ ата}$, $p_5 = 1,2 \text{ ата}$, соответственно $k = 2,5$, $m_v = 1$, $m_p = 0,435$, следовательно,

$$2,5 \cdot 1 \cdot 0,435 = 1,087 \approx 1,1$$

и поэтому

$$\Delta_{\sigma}^{\%} = 1,1 \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2]. \quad (55)$$

Для нефтянок прежних конструкций можно принять $\varepsilon = 5$, $p_1 = 2,5 \text{ ата}$, $p_5 = 1,2 \text{ ата}$, соответственно $k = 2,5$, $m_e = 1,08$, $m_p = 0,365$, следовательно,

$$2,5 \cdot 1,08 \cdot 0,365 = 0,986 \approx 1,$$

и поэтому

$$\Delta_{\sigma}^{\%} = \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2]. \quad (56)$$

§ 6. Применение формул для определения высоты выхлопных окон

Пример 1. В книге проф. Н. Р. Брилинга „Двигатели внутреннего сгорания“, 1935 г. на стр. 157 приводится расчет выхлопа двухтактного дизеля по следующим данным (первоначально этот расчет был приведен в работе автора „Расчет окон для выхлопа в двухтактном двигателе“, 1922 г., стр. 86): $D = 320 \text{ мм}$, $S = 350 \text{ мм}$, $n = 350 \text{ об/мин}$, высота продувочных окон $l_s = 25 \text{ мм}$, высота выхлопных окон $l_a = 77 \text{ мм}$, при числе их $i_a = 7$ и ширине каждого $e_a = 35 \text{ мм}$. Требуется вычислить $\psi\%$, принимая давление в начале выхлопа $p_1 = 3,5 \text{ ата}$ и давление в конце предварения выхлопа $p_5 = 1,2 \text{ ата}$.

Решение. а) По ф-ле (50). Принимая степень сжатия $\varepsilon = 13$, имеем

$$m_e = 0,96 + \frac{0,6}{\varepsilon} = 0,96 + 0,0462 = 1,006.$$

Далее по табл. 5 находим

$$m_p = \sqrt[3]{\left(\lg \frac{p_1}{1,2} \right)^2 : \left(\frac{p_1}{1,2} \right)} = 0,420.$$

Принимая коэффициент истечения $\mu_a = 0,65$ и находя

$$v_a = \frac{i_a e_a}{\pi D} = \frac{7 \cdot 35}{\pi \cdot 320} = 0,244,$$

имеем

$$\frac{nD}{v_a \mu_a} = \frac{350 \cdot 0,32}{0,244 \cdot 0,65} = 706; 0,4 \lg \frac{nD}{v_a \mu_a} = 0,4 \cdot \lg 706 = 0,4 \cdot 2,849 = 1,140;$$

$$m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} = 13,80.$$

Так как

$$\sigma\% = \frac{l_s}{S} 100 = \frac{25}{350} 100 = 7,15\%,$$

то

$$m_{\sigma} = 1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2 = 1,04 - 0,0004 (20 - 7,15)^2 = 1,04 - 0,066 = 0,974.$$

Поэтому превышение высоты выхлопных окон над продувочными

$$\Delta\% = 2,5 \cdot 1,006 \cdot 0,42 \cdot 13,8 \cdot 0,974 = 14,2\%,$$

далее

$$\psi\% = \sigma + \Delta = 7,15 + 14,2 = 21,35\%$$

и высота выхлопных окон

$$l_a = \psi S = 0,2135 \cdot 350 = 74,7 \text{ мм},$$

выполнено же

$$\Delta\% = \frac{l_a - l_s}{S} 100 = \frac{77 - 25}{350} 100 = \frac{52}{3,5} = 14,85\%; l_a = 77 \text{ мм}; \psi = 22,0\%.$$

Заметим, что в расчете Брилинга принято слишком высокое значение коэффициента расхода $\mu_a = 0,825$, но в то же время не учитывается благоприятное влияние изменения объема цилиндра, что отчасти компенсируется; кроме того, приняты показатели расширения в цилиндре и показатели истечения $r = m = 1,3$ и несколько большая, чем по ф-ле (42), температура начала выхлопа $T_4 = 1100^\circ\text{К}$; отношение $\lambda = 1:5$.

б) По ф-ле (55) для дизелей прежних конструкций ($\varepsilon = 15$, $p_4 = 4 \text{ ата}$, $p_5 = 1,2 \text{ ата}$) мы нашли бы проще

$$\Delta\% = 1,1 \cdot 13,8 \cdot 0,974 = 14,75\% \text{ и } \psi\% = 7,15 + 14,75 = 21,9\%$$

вместо выполненных $\Delta = 14,85\%$ и $\psi = 22,0\%$.

Пример 2. В статье Рингвальда (Ringwald M., Der Auspuff- und Spülvorgang bei Zweitaktmaschinen VDI, 1923, № 46 и 47 или в переводе в сборнике под ред. Рябцева „Продувка и зарядка двухтактных двигателей“, 1934 г. стр. 10 и 11) приведен двухтактный дизель с такими данными: $D = 600 \text{ мм}$, $S = 1100 \text{ мм}$, $n = 110 \text{ об/мин}$, $\psi = 21\%$; на фиг. 7 там дана теоретическая кривая давлений, из которой берем $p_4 = 3,7 \text{ ата}$ и $p_5 = 1,2 \text{ ата}$ при $\sigma \approx 11\%$, причем расчет проведен при неизменном объеме цилиндра и по критическим скоростям во всем процессе (отчасти эти два обстоятельства компенсируются); на фиг. 8 дано примерное исправление кривой давления, откуда $\sigma \approx 10\%$; степень сжатия $\varepsilon = 13,2$ (вычислено по другим данным). Требуется вычислить $\Delta\%$.

Решение. а) По ф-ле (50):

$$m_e = 0,96 + \frac{0,6}{\varepsilon} = 0,96 + 0,0455 = 1,0055 \approx 1,006; \frac{p_4}{1,2} = \frac{3,7}{1,2} = 3,08;$$

$$\lg \frac{p_4}{1,2} = \lg 3,08 = 0,489; m_p = \sqrt[3]{0,489^2 : 3,08} = \sqrt[3]{0,0775} = 0,426.$$

Допуская $\mu_a = 0,35$ (соответственно большому диаметру цилиндра, хотя никаких указаний в статье относительно этой величины нет) и оценивая $\mu_a = 0,65$ (как мы делаем во всех этих примерных подсчетах, хотя в данном случае Рингвальд принимает чрезмерно высокое значение $\mu_a = 0,9$, очевидно, с целью скомпенсировать непринятое во внимание изменение объема цилиндра), имеем

$$\frac{nD}{\mu_a \mu_a} = \frac{110 \cdot 0,6}{0,35 \cdot 0,65} = 290; 0,4 \lg \frac{nD}{\mu_a \mu_a} = 0,4 \lg 290 = 0,4 \cdot 2,462 = 0,985;$$

$$m_{nD} = \left(\frac{nD}{\mu_a \mu_a} \right)^{0,4} = 9,66; m_e = 1,04 - 0,0004 (20 - 11)^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 81 = 1,04 - 0,0324 = 1,0076 \approx 1,008.$$

$$\Delta\% = 2,5 \cdot 1,006 \cdot 0,426 \cdot 9,66 \cdot 1,008 = 10,45\%.$$

Выполнено же по кривой фиг. 7

$$\Delta\% = \psi - \sigma = 21 - 11 = 10\%,$$

а по кривой фиг. 8

$$\Delta = 21 - 10 = 11\%.$$

б) По ф-ле (55) для дизелей прежних конструкций ($\varepsilon = 15$, $p_4 = 4 \text{ ата}$, $p_5 = 1,2 \text{ ата}$) мы нашли бы проще

$$\Delta_0 = 1,1 \cdot 9,66 \cdot 1,008 = 10,7\% \text{ (вместо } 10 \div 11\%).$$

Заметим еще, что у Рингвальда принято: $R = 30$, показатель линии расширения и линии истечения $= 1,4$, $\lambda = 1:4$, $T_4 = 1000^\circ\text{К}$. По ф-ле (42) мы нашли бы

$$T_4 = 3,7 (242 + 8 \cdot 3,7) = 1005^\circ\text{К}.$$

Пример 3. В статье Magra (Magg I., Dieselmachines, VDI Verlag, 1928, см. также в выше упомянутом переводном сборнике, стр. 37) приводится расчет выхлопа для дизеля с цилиндровой мощностью $N_p' = 75$ эф. л. с. и след. данными: $D = 315$ мм, $S = 550$ мм, $n = 220$ об/мин; $\psi = 19,2\%$ (найденно без учета движения поршня, по критическим скоростям, имеется указание, что точное значение должно лежать несколько выше); $v_a = 0,26$; расчет ведется по перегрузке для $p_4 = 4,5$ ата и $T_4 = 1250^\circ\text{K}$; при $p_5 = 1,4$ ата $\sigma = 8\%$. Требуется вычислить $\psi\%$.

Решение. В основу решения кладем самую общую ф-лу (52)

$$\Delta\% = \left(\frac{0,48}{p_5 - 0,4} + 1,9 \right) \left(0,96 + \frac{0,6}{\varepsilon} \right)^3 \sqrt{\left(\lg \frac{p_4}{p_5} \right)^2 : \left(\frac{p_4}{p_5} \right) \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4}} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2].$$

При $p_5 = 1,4$

$$k = \frac{0,48}{1,4 - 0,4} + 1,9 = \frac{0,48}{1,0} + 1,9 = 0,48 + 1,9 = 2,38.$$

При $\varepsilon = 15$ (принято ориентировочно) $m_a = 1$ (по табл. 34).

При $p_4 = 4,5$ и $p_5 = 1,4$ ата

$$m_p = \sqrt[3]{\left(\lg \frac{4,5}{1,4} \right)^2 : \left(\frac{4,5}{1,4} \right)} = \sqrt[3]{(\lg 3,22)^2 : 3,22} = \sqrt[3]{0,507^2 : 3,22} = \sqrt[3]{0,080} = 0,431.$$

При $v_a = 0,26$ и $\mu_a = 0,65$ (вместо взятого Маггом $\mu_a = 0,75$ без учета изменения объема) находим

$$\frac{nD}{v_a \mu_a} = \frac{220 \cdot 0,315}{0,26 \cdot 0,65} = 410; 0,4 \lg 410 = 0,4 \cdot 2,613 = 1,045; m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} = 11,10.$$

При $\sigma = 8\%$

$$m_\sigma = 1,04 - 0,0004 (20 - 8)^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 144 = 1,04 - 0,0576 = 0,982.$$

$$\Delta\% = 2,38 \cdot 1 \cdot 0,431 \cdot 11,1 \cdot 0,982 = 11,18.$$

Следовательно,

$$\psi\% = \sigma + \Delta = 8 + 11,18 = 19,18\%$$

вместо найденного Маггом $\psi = 19,2\%$.

Заметим, что неучет переменности объема цилиндра и расчет по критическим скоростям оказались скомпенсированными повышенным значением коэффициента расхода $\mu_a = 0,75$. Укажем еще, что Магг принимает показатель расширения и показатель истечения $r = m = 1,345$, а $\lambda = 1:5$. Проверка температуры T_4 по ф-ле (42) дает

$$T_4 = 4,5 (242 + 8 \cdot 4,5) = 4,5 \cdot 278 = 1250^\circ\text{K}.$$

Пример 4. В книге проф. А. Орлина „Продувка двухтактных двигателей“, 1935 г., стр. 52, приводится расчет продувки и выхлопа бескомпрессорного дизеля Модааг-Крупна по след. данным: $D = 140$ мм, $S = 250$ мм, $n = 500$ об/мин, $l_a = 53$ мм, следовательно, $\psi = 21,2\%$, суммарная ширина выхлопных окон $\Sigma e_a = 110$ мм, следовательно, $v_a = 0,250$, коэффициент расхода $\mu_a = 0,7$, высота продувочных окон $l_s = 36,5$ мм, следовательно $\sigma = 14,6\%$ и $\Delta = 6,6\%$, давление $p_4 = 3$ ата, а $p_5 = 2$ ата. Требуется подсчитать $\psi\%$.

Решение. По ф-ле (53) для новых дизелей, сохраняя $\mu_a = 0,7$ (так как в своем расчете Орлин учитывает, хотя и приближенно, изменение объема цилиндра), находим:

$$\frac{nD}{v_a \mu_a} = \frac{500 \cdot 0,14}{0,25 \cdot 0,7} = 400; 0,4 \lg 400 = 0,4 \cdot 2,602 = 1,040; m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} = 10,97.$$

$$m_s = 1,04 - 0,0004 \cdot 5,4^2 = 1,04 - 0,0117 = 1,0283 \approx 1,028.$$

$$\Delta\% = 0,6 \cdot 10,97 \cdot 1,028 = 6,76 \approx 6,8; \psi\% = \sigma + \Delta = 14,6 + 6,76 = 21,36 \approx 21,4\%.$$

Выполнено же $\Delta = 6,6\%$ и $\psi = 21,2\%$; разница составляет

$$0,16 \approx 0,2\%, \text{ или } 0,4 \approx 0,5 \text{ мм.}$$

Заметим, что показатель расширения в цилиндре и показатель истечения приняты у Орлина равными 1,3; кроме того, следует указать на значение принятой температуры в начале выхлопа $T_4 = 1000^\circ\text{K}$, по условной ф-ле (42) получается меньше.

Нужно еще добавить, что двигатель с близкими данными к этим приведен в книге Цемана (Zeman, Zweitakt-Dieselmotoren kleinerer und mittlerer Leistung, 1935), а именно:

$$D = 140 \text{ мм}, S = 250 \text{ мм}, n = 520 \text{ об/мин}, \psi = 20\% \text{ при } v_a = \frac{1}{\pi} = 0,318, \sigma = 14\%.$$

Определение ψ для этого двигателя по ф-ле (53) дает такие результаты. Принимая попрежнему $\mu_a = 0,70$, имеем:

$$\frac{nD}{v_a \mu_a} = \frac{520 \cdot 0,14}{0,318 \cdot 0,7} = 327; 0,4 \lg 327 = 0,4 \cdot 2,514 = 1,005; m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} = 10,12.$$

$$m_s = 1,04 - 0,0004 \cdot 6 = 1,04 - 0,0144 = 1,0256 \approx 1,026.$$

$$\Delta = 0,6 \cdot 10,12 \cdot 1,026 = 6,23\% \text{ и } \psi = \sigma + \Delta = 14 + 6,23 = 20,23 \text{ (вместо } 20\%).$$

Пример 5. В той же книге Цемана приводятся данные быстроходного автомобильного двигателя: $D = 80 \text{ мм}, S = 145 \text{ мм}, n = 2000 \text{ об/мин}, \psi = 33\%, \sigma = 23\%$. Требуется подсчитать ψ , принимая

$$v_a = \frac{0,8}{\pi} = 0,255 \text{ и } \mu_a = 0,65.$$

Решение.

$$\frac{nD}{v_a \mu_a} = \frac{2000 \cdot 0,8}{0,255 \cdot 0,65} = 965; 0,4 \lg 965 = 0,4 \cdot 2,984 = 1,194; m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} = 15,65.$$

$$m_s = 1,04 - 0,0004 \cdot 9 = 1,04 - 0,0036 = 1,0364 \approx 1,036.$$

Поэтому

$$\Delta = 0,6 \cdot 15,65 \cdot 1,036 = 9,72\% \text{ и } \psi = 23 + 9,72 = 32,72\% \text{ (вместо } \psi = 33\%).$$

Приведенные здесь примеры подтверждают следующее:

1. Простоту пользования предлагаемыми здесь окончательными формулами для подсчета высоты выхлопных окон.

2. Очень хорошее согласование получаемых результатов с выполненными размерами, полагая μ_a около 0,65—0,70, в то время как обычные способы расчета требуют разнообразных фиктивных значений μ_a в пределах от 0,7 до 0,9 (и выше!).

3. Значительное уменьшение размеров выхлопных окон в новейших двигателях по сравнению с прежними конструкциями.

Наконец, еще одно замечание, касающееся температуры T_4 газов в начале выхлопа. Эта температура не входит явно в сокращенные формулы для расчета предварения выхлопа, однако при выводе этих формул предполагалось, что эта температура связана с давлением p_4 условной ф-лой (42). В действительности же эта температура T_4 зависит от целого ряда факторов. Так как геометрическое действие предварения выхлопа пропорционально коэффициенту истечения μ_a и обратно пропорционально $\sqrt{T_4}$, то при значительном расхождении между действительной температурой T_4 и условной $(T_4)_{усл}$ по ф-ле (42) следует для большей точности подставить в сокращенные формулы вместо действительного значения $\mu_a = 0,65$ условное из соотношения

$$(\mu_a)_{усл} = 0,65 \sqrt{\frac{T_4}{(T_4)_{усл}}} \quad (57)$$

§ 7. Расчет выхлопных окон при произвольном конечном давлении предварения выхлопа°

В ф-ле (43) для сокращенного расчета предварения выхлопа

$$\Delta\% = km_{\epsilon} m_{nD} m_p m_{\sigma}$$

коэффициент k , как это было установлено в § 5, при конечном давлении $p_3 = 2 \text{ ата}$ имеет значение $k = 2,20$, а при конечном давлении $p_3 = 1,2 \text{ ата}$ $k = 2,50$

Поставим здесь своей задачей установить аналитическую зависимость этого коэффициента k от давления p_3 , чтобы иметь возможность определять значения k при любом конечном давлении p_3 . Надобность в этом может встретиться как при расчете предварения выхлопа, так и при построении линии выхлопа упрощенным способом, что будет показано в следующем параграфе.

Для установления искомой зависимости обратимся опять к тем 25 примерным расчетам линии выхлопа по точкам, которые были использованы в § 5, но увеличим число тех точек, координаты которых σ и p_5 послужат нам для выяснения искомой зависимости.

Вычисление переменного значения коэффициента k производим по ф-ле (48)

$$k = \frac{\Delta\%}{m_{\epsilon} m_{nD} m_p m_{\sigma}}$$

Применяя последнюю формулу для нескольких точек какой-либо одной линии выхлопа, мы имеем неизменными по ф-лам (47) и (45)

$$m_{\epsilon} = 0,96 + \frac{0,6}{\epsilon}$$

и

$$m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_a v_a} \right)^{0,4},$$

остальные же множители изменяются, причем

$$\Delta\% = \psi - \sigma \text{ и } m_{\sigma} = 1,04 - 0,0004(20 - \sigma\%)^2$$

являются функцией σ , а

$$m_p = \sqrt[3]{\frac{p_5}{p_4} \left(\lg \frac{p_4}{p_5} \right)^2}$$

является функцией p_5 (p_4 остается постоянным).

Произведя подобного рода обработку линии выхлопа № 6 (табл. 32 и 35), вычерченной в крупном масштабе, мы получаем следующие результаты.

Дано:

$$\psi = 31,82\%; p_4 = 3 \text{ ата}; \epsilon = 15,$$

следовательно,

$$m_{\epsilon} = 1; \frac{nD}{v_a v_a} = 529,$$

поэтому

$$m_{nD} = 12,19.$$

Таблица 36

Точки	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6
$p_s \text{ ата} =$	2	1,5	1,3	1,2	1,1	1,01
$m_p =$	0,274	0,356	0,386	0,399	0,411	0,422
$c\% =$	24,25	21,3	19,95	19,2	18,3	16,0
$nt\% =$	1,033	1,039	1,040	1,040	1,039	1,034
$\Delta\% =$	7,57	10,52	11,87	12,62	13,52	15,82
$k =$	2,20	2,34	2,43	2,50	2,60	2,97

Построенная по этим данным кривая зависимости k от давления p_s по своему характеру отвечает уравнению

$$(k + a)(p_s + b) = c$$

или

$$k = \frac{c}{p_s + b} - a. \quad (58)$$

Для нахождения коэффициентов a , b и c этого уравнения берем 3 точки кривой k , а именно:

	№ 5	№ 2	№ 1
$p_s \text{ ата} =$	1,1	1,5	2
$k =$	2,60	2,34	2,20

Подстановка координат этих трех точек дает нам систему трех уравнений:

$$\begin{aligned} (2,60 + a)(1,1 + b) &= c, \\ (2,34 + a)(1,5 + b) &= c, \\ (2,20 + a)(2 + b) &= c. \end{aligned}$$

Решение этой системы дает нам

$$b = -0,419; c = 0,477; a = -1,90.$$

Следовательно, искомое уравнение таково:

$$k = \frac{0,477}{p_s - 0,419} + 1,90. \quad (59)$$

Однако, без ущерба для точности этого уравнения его коэффициенты могут быть несколько округлены, а именно можно принять

$$k = \frac{0,48}{p_s - 0,4} + 1,90. \quad (60)$$

Степень пригодности обеих этих ф-л, (59) и (60), характеризуется табл. 37.

Таблица 37

Точки	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6
По ур. $p_s \text{ ата} =$	2	1,5	1,3	1,2	1,1	1,01
По ур. (59) $k =$	2,202	2,341	2,442	2,511	2,600	2,72
По ур. (60) $k =$	2,200	2,336	2,424	2,500	2,585	2,686
Вместо $k =$	2,20	2,34	2,43	2,50	2,60	2,97

Из этой таблицы мы видим, что ф-ла (60) дает для k очень хорошую точность в пределах изменения давления p_5 от 2 до 1,1 *атм*. Для давлений $p_5 < 1,1$ *атм* степень пригодности этого уравнения постепенно падает, что, однако, совершенно несущественно, так как процесс предварения выхлопа всегда рассчитывается на конечное давление $p_5 > 1,1$ *атм*. С другой стороны, хорошее согласование полученного уравнения с непосредственными данными в области между $p_5 = 1,1$ и 2 *атм* позволяет экстраполировать это уравнение также на случай, когда p_5 лежит выше 2 *атм*.

Таким образом, наиболее общая форма сокращенного уравнения для расчета предварения выхлопа такова [см. в § 5 ф-лу (52)]:

$$\Delta\% = \left(0,96 + \frac{0,6}{\varepsilon}\right) \left(\frac{0,48}{p_5 - 0,4} + 1,90\right) \sqrt[3]{\frac{p_5}{p_4} \left(\lg \frac{p_4}{p_5}\right)^2} \left(\frac{nD}{v_a p_a}\right)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2].$$

Ввиду большого количества входящих в эту формулу независимых переменных мы полагаем нецелесообразным прибегать к номографированию этой формулы в самом общем виде, но для частных случаев, например, для определенной степени сжатия ε и для определенного давления конца предварения выхлопа p_5 , применение номограмм может оказаться полезным.

§ 8. Упрощенный способ вычисления точек линии выхлопа

Графическое изображение линии выхлопа необходимо при построении проектной индикаторной диаграммы двухтактного двигателя и при подсчете соответствующего среднего индикаторного давления. В большинстве случаев эту линию вычерчивают на-глаз, руководствуясь действительными индикаторными диаграммами. Однако, приведенная в предыдущем параграфе наиболее общая ф-ла (52) для Δ дает практически точный способ построения линии выхлопа.

В самом деле, в этой формуле, которую можно представить условно

$$\Delta\% = m_\varepsilon m_{nD} km_p m_\sigma,$$

для какой-либо определенной линии выхлопа являются постоянными (заданными): степень сжатия ε и группа $\frac{nD}{v_a p_a}$, и соответственно вычисляется в качестве постоянного коэффициента произведение

$$m_\varepsilon m_{nD} = \left(0,96 + \frac{0,6}{\varepsilon}\right) \left(\frac{nD}{v_a p_a}\right)^{0,4}.$$

Кроме того, является постоянным также давление начала выхлопа p_4 , входящее в состав множителя m_p .

Переменными же величинами для различных точек линии выхлопа являются давление p_5 и относительное положение поршня $\sigma\%$, а равно их функции

$$km_p = \left(\frac{0,48}{p_5 - 0,4} + 1,90\right) \sqrt[3]{\frac{p_5}{p_4} \left(\lg \frac{p_4}{p_5}\right)^2}$$

$$m_\sigma = 1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2.$$

Поэтому, задаваясь рядом произвольных значений давления p_5 и вычисляя из данного выше уравнения каждый раз соответствующие значения относительного положения поршня σ , мы можем по этим данным построить искомую линию выхлопа в координатах σ и p_5 .

Если являющиеся постоянными для рассматриваемой линии множители, а также множители, зависящие от переменного давления p_5 , мы обозначим в их произведении через M , т. е. пусть

$$m_a m_{nD} km_p = \left(0,96 + \frac{0,6}{\varepsilon}\right) \left(\frac{nD}{v_a v_a}\right)^{0,4} \left(\frac{0,48}{p_5 - 0,4} + 1,90\right) \sqrt[3]{\frac{p_5}{p_4} \left(\lg \frac{p_4}{p_5}\right)^2} = M, \quad (61)$$

то основное уравнение может быть представлено в виде

$$\Delta\% = \psi - \sigma = M[1,04 - 0,0004(20 - \sigma\%)^2], \quad (62)$$

откуда находим последовательно

$$\begin{aligned} 1,04 M - 0,0004 M(20 - \sigma\%)^2 + \sigma\% &= \psi\%; \\ 0,0004 M(20 - \sigma\%)^2 + (20 - \sigma\%) + (\psi\% - 20 - 1,04 M) &= 0 \end{aligned} \quad (63)$$

и окончательно

$$\sigma\% = 20 + \frac{1 - \sqrt{1 - 0,0016 M(\psi\% - 1,04 M - 20)}}{0,0008 M}, \quad (64)$$

оставляя в числителе перед корнем лишь знак минус (—).

Это решение, математически вполне точное, представляет для вычисления некоторые практические неудобства, так как в исходном квадратном уравнении (63) коэффициент при второй степени неизвестного $(20 - \sigma\%)$ имеет относительно небольшую величину.

В силу этого допустимо, особенно в тех случаях, когда σ недалеко отстоит от 20%, применить приближенный способ решения, а именно вместо уравнения (62) пишем приближенно

$$\Delta\% \approx 1,04 M, \quad (65)$$

откуда находим искомую величину

$$\sigma\% = \psi - \Delta \approx \psi - 1,04 M. \quad (66)$$

Заметим, что при $1,1 > p_5 > 1,01$ целесообразно отказаться от пользования приближенной ф-лой (60)

$$k = \frac{0,48}{p_5 - 0,4} + 1,90,$$

а вместо того брать соответствующие значения k непосредственно из кривой, дающей зависимость k от p_5 .

Покажем на двух примерах применение указанного способа нахождения ряда значений σ для произвольно заданных значений p_5 искомой линии выхода.

В качестве первого примера возьмем линию выхода 6, для которой известно (см. табл. 31, 32, 35) $\psi = 31,82\%$, $p_4 = 3 \text{ атм}$, $\varepsilon = 15$, $m_a = 1$, $\frac{nD}{v_a v_a} = 529$ и $m_{nD} = 12,19$. Намечая далее точки 1 по 6, находим для них следующее¹:

Таблица 35

№ точки	1	2	3	4	5	6
$p_5 \text{ атм} =$	2	1,5	1,3	1,2	1,1	1,01
$k =$	2,20	2,34	2,43	2,42	2,50	2,60
$m_p =$	0,274	0,356	0,386	0,399	0,411	0,422
$M =$	7,34	10,15	11,42	11,38	12,15	13,0
Прибл. $\Delta\% \approx 1,04 M =$	7,63	10,55	11,87	11,83	12,64	13,52
Прибл. $\sigma\% \approx \psi - 1,04 M =$	24,19	21,27	19,95	19,99	18,30	18,37
$0,0008 M =$	0,00586	0,00812	0,00914	0,00910	0,00971	0,0104
$\psi - 1,04 M - 20 =$	4,19	1,27	-0,05	-0,01	-0,82	-1,7
$\sqrt{1 - 0,0016 M(\psi - 1,04 M - 20)} =$	0,975	0,9895	1,0004	1,0009	1,0079	1,0175
По ф-ле (64) $\sigma\% =$	24,26	21,29	19,96	19,9	18,31	18,404
Действит. $\Delta\% =$	7,57	10,52	11,87	12,62	13,52	14,05
» $\sigma\% =$	24,25	21,30	19,95	19,20	18,30	16,0

¹ Вторые столбцы получены при k по ф-ле (60).

В качестве второго примера возьмем линию выхлопа 1, для которой известно. $\phi = 20,79\%$, $p_4 = 3 \text{ ата}$, $\varepsilon = 15$, $m_s = 1$, $\frac{nD}{v_a \mu_a} = 529$, $m_{nD} = 12,19$. Намечая далее точки 1 по 4, находим для них следующее¹:

Таблица 39

№ точки	1	2	3	4
$p_3 \text{ ата} =$	2,5	1,5	1,1	1,02
$k =$	2,129	2,34	2,59	2,674
$m_p =$	0,1732	0,356	0,411	0,421
$M =$	4,49	10,15	12,98	13,72
Прибл. $\Delta\% \approx 1,04 M =$	4,67	10,56	13,50	14,27
Прибл. $\sigma\% \approx \psi\% - 1,04 M =$	15,92	10,23	7,29	6,52
$0,0008 M =$	0,00359	0,00312	0,01038	0,01098
$\psi\% - 1,04 M - 20 =$	-3,88	-9,77	-12,71	-13,48
$\sqrt{1 - 0,0016 M (\psi - 1,04 M - 20)} =$	1,014	1,077	1,125	1,139
По ф-ле (64) $\sigma\% =$	16,1	10,52	7,96	7,31
Действит. $\Delta\% =$	4,41	10,11	12,71	13,79
» $\sigma\% =$	16,38	10,65	8,0	7,0

Рассмотрение этих примеров показывает, что σ , вычисленное по более точной ф-ле (64), оказывается больше приближенного $\sigma_{\text{приб.}}$ по ф-ле (66), далее это последнее $\sigma_{\text{приб.}}$ оказывается меньше действительного $\sigma_{\text{действ.}}$ (найденного расчетом линии выхлопа), так что в среднем более точное σ близко подходит к действительному $\sigma_{\text{действ.}}$; однако, в начале линии выхлопа, а также в самом конце падение давления, даваемое кривой σ , оказывается несколько более резким, чем по действительной кривой выхлопа. Если бы при построении линии выхлопа попытаться учесть инерционные явления в цилиндре, то следовало бы в первой части выхлопа замедлить падение давления, даваемое обычным подсчетом, а во второй части, напротив, ускорить. Последнее до некоторой степени соответствует тому очертанию линии выхлопа, которое получается по приведенным здесь упрощенным формулам.

Г Л А В А VI

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОПЕРЕЧНОЙ ПРОДУВКИ

В основу этого исследования положены аналитические формулы автора для определения высоты продувочных и выхлопных окон двигателя. Окончательным результатам придана также простейшая аналитическая форма в целях практического их использования. Рассматриваемый здесь случай (поперечная продувка) является наиболее удобным для выяснения сущности предлагаемого метода, однако с некоторыми усложнениями этот метод может быть применен также и к расчету других типов продувки.

Под наимыгоднейшими размерами продувочных и выхлопных окон подразумеваются такие размеры, при которых достигаются наивысшие средние эффективные давления для разных степеней быстроходности, причем одновременно давление продувочного воздуха рассматривается в качестве переменной величины.

Высота продувочных окон определяется по формуле

$$\sigma\% = \frac{0,08}{\sqrt[3]{p_4 (p_s - p_4)}} \left(\frac{nD\beta\eta}{v_a \mu_a} \right)^2, \quad (1)$$

в которой $\sigma\%$ есть искомая высота продувочных окон, выраженная в процентах полного хода поршня, n — число оборотов двигателя в минуту, D — диа-

¹ Значения коэффициента k взяты по ф-ле (60).

метр рабочего цилиндра, измеренный в m , β — отношение описанного за один рабочий цикл поршнями продувочного насоса объема к сумме соответствующих объемов рабочих цилиндров, η — коэффициент подачи продувочного насоса, v_a — доля окружности цилиндра, использованная продувочными окнами с пересчетом на радиальный впуск струи воздуха в цилиндр, μ_a — коэффициент расхода для продувочных окон, причем в частности μ_{a1} есть условный коэффициент расхода для расчета продувки по перепаду давлений от ресивера продувочного воздуха непосредственно до атмосферного давления (действительный коэффициент расхода продувочных окон μ_a выше, чем μ_{a1}), p_a — давление продувочного воздуха в ресивере $\frac{1}{2}$ в atm , p_s — давление атмосферного воздуха в тех же единицах. Заметим, что произведение nD в расчете двухтактного двигателя является характеристикой быстроходности двигателя, произведение $\beta\eta$ есть относительное количество продувочного воздуха, произведение $v_a\mu_a$ является эффективной степенью использования окружности продувочными окнами.

Вычисление высоты выхлопных окон проведено по формуле

$$\psi = \sigma + \Delta, \quad (2)$$

где

$$\Delta\% = 0,6 \left(\frac{nD}{v_a\mu_a} \right)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2]. \quad (3)$$

Здесь v_a — доля окружности цилиндра, использованная выхлопными окнами, μ_a — коэффициент расхода для выхлопных окон, произведение $v_a\mu_a$ есть эффективная степень использования окружности выхлопными окнами. Данная формула предполагает, что давление в начале выхлопа $p_4 = 3 \text{ atm}$, а давление в конце предварения выхлопа $p_5 = 2 \text{ atm}$. Кроме того, здесь принята степень сжатия $\varepsilon = 15$. Не упоминая об остальных величинах, положенных в основу вывода этой формулы, заметим лишь, что эта формула учитывает переменность объема цилиндра в процессе выхлопа и вследствие этого при высоких степенях быстроходности приводит к существенно меньшим размерам выхлопных окон по сравнению с обычными методами расчета.

Для поперечной продувки с отдельным продувочным насосом можно оценить относительное количество продувочного воздуха величиной $\beta\eta = 1,2$. Долю использования окружности продувочными окнами примем $v_a = 0,13$, что примерно получится, если оценить суммарную ширину их в долях диаметра коэффициентом $\zeta_a = 0,8$ при угле между верхней стенкой продувочных каналов и осью цилиндра $\alpha = 30^\circ$, так что

$$v_a = \frac{\zeta_a}{\pi} \sin \alpha = \frac{0,8}{\pi} 0,5 = 0,1275 \approx 0,13.$$

Принимая условный коэффициент расхода для поперечной продувки $\mu_{a1} = 0,82$, получим эффективную степень использования окружности продувочными окнами

$$v_a\mu_{a1} = 0,13 \cdot 0,82 = 0,1067.$$

Давление атмосферного воздуха будем считать $p_1 = 1,02 \text{ atm}$.

Долю использования окружности для выхлопа примем $v_a = 0,32$, что примерно получается, если суммарная ширина выхлопных окон составляет $\zeta_a = 1,0$ от диаметра цилиндра, откуда при перпендикулярности выхлопных каналов к оси цилиндра получается

$$v_a = \frac{\zeta_a}{\pi} = \frac{1}{\pi} = 0,318 \approx 0,32.$$

Коэффициент расхода для выхлопных окон берем $\mu_a = 0,65$, так что эффективная степень использования окружности выхлопными окнами

$$v_a\mu_a = 0,32 \cdot 0,65 = 0,208,$$

что составляет вдвое большую величину по сравнению с $v_a\mu_{a1} = 0,1067$.

Для определения среднего индикаторного давления рабочего цилиндра применялась формула (см. „Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания“ автора, стр. 81)

$$p_i = \eta p_{i_0} (1 - x_\psi) + \delta p_i, \quad (4)$$

где x_ψ — потерянная часть хода поршня (или высота выхлопных окон в долях хода поршня), ηp_{i_0} есть среднее индикаторное давление рабочей части диаграммы с исправлением на скругление ее углов, причем для рассматриваемого типа двигателя можно принять максимально $\eta p_{i_0} = 6,5 \text{ атм}$ (что составляет примерно на 1 атм меньше соответствующей величины для бескомпрессорного дизеля с петлевой продувкой), далее δp_i есть поправка на вспомогательную часть диаграммы и может быть подсчитана так (см. там же):

$$\delta p_i = 0,5(p_s - p_1)x_\Delta = 0,5(3 - 1)x_\Delta = x_\Delta = x_\psi - x_\sigma,$$

где x_σ и x_Δ — соответственно относительная высота продувочных окон и превышение выхлопных окон над продувочными (то и другое в долях хода поршня), p_s — давление начала выхлопа и p_1 — давление начала сжатия (оценено округленно). Следовательно, можно написать

$$p_i = 6,5(1 - x_\psi) + x_\Delta \quad (5)$$

или иначе

$$p_i = 6,5 - 6,5 x_\psi + x_\psi - x_\sigma = 6,5 - 5,5 x_\psi - x_\sigma. \quad (5')$$

Среднее эффективное давление подсчитывалось по формуле

$$p_e = p_i - (p_p + p_r), \quad (6)$$

где p_p — сопротивление продувочного насоса, отнесенное к рабочему объему цилиндра, а p_r — сопротивление трения в двигателе, также отнесенное к рабочему объему цилиндра. Через так называемый общий к. п. д. продувочного насоса, который мы обозначим η_p и примем равным 0,6, сопротивление продувочного насоса может быть представлено формулой

$$p_p = \frac{\beta \eta}{\eta_p} (p_s - p_1) = \frac{1,2}{0,6} (p_s - p_1) = 2(p_s - p_1). \quad (7)$$

Сопротивление трения в двухтактном дизеле при цилиндрической мощности в несколько десятков л. с. будем считать по формуле

$$p_r = 0,7 \sqrt{\frac{nD}{80}} = 0,0783 \sqrt{nD} \approx 0,08 \sqrt{nD}. \quad (8)$$

Для возможности дальнейших обобщений предварительно проведем расчет для четырех степеней быстротходности

$$nD = 80; 120; 160 \text{ и } 200$$

при семи давлениях продувочного воздуха

$$p_s \text{ атм} = 1,1; 1,15; 1,2; 1,25; 1,3; 1,35 \text{ и } 1,4.$$

Приступая к расчету продувки, подставим предварительно в основную ф-лу(1) принятые значения постоянных величин, что дает последовательно

$$\sigma_{0/0} = \frac{0,08}{\sqrt[3]{p_i(p_s - p_1)}} \left(\frac{nD \beta \eta}{v_s \mu_{st}} \right)^{2/3} = \frac{0,08}{\sqrt[3]{1,02(p_s - 1,02)}} \left(\frac{1,2}{0,1067 nD} \right)^{2/3};$$

$$11,25^{2/3} = 5,02; \sqrt[3]{1,02} = 1,007; \frac{0,08 \cdot 5,02}{1,007} = 0,399 \approx 0,40.$$

Итак, для дальнейших подсчетов имеем

$$\sigma_{0/0} = 0,4 \frac{(nD)^{2/3}}{\sqrt[3]{p_s - 1,02}}. \quad (9)$$

Вычисление σ и p_p

$p_s \text{ ата} =$		1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$p_s - 1,02 =$		0,08	0,13	0,18	0,23	0,28	0,33	0,38
$\sqrt[3]{p_s - 1,02} =$		0,431	0,506	0,565	0,613	0,655	0,691	0,725
$0,4 : \sqrt[3]{p_s - 1,02} =$		0,928	0,790	0,709	0,653	0,611	0,579	0,552
$nD = 80$	$80^{1/2} = 18,6$	$\sigma\% = 17,25$	$14,7$	$13,18$	$12,14$	$11,35$	$10,76$	$10,25$
$nD = 120$	$120^{1/2} = 24,4$	$\sigma\% = 22,65$	$19,3$	$17,3$	$15,93$	$14,9$	$14,12$	$13,47$
$nD = 160$	$160^{1/2} = 29,5$	$\sigma\% = 27,4$	$23,3$	$20,9$	$19,25$	$18,02$	$17,08$	$16,3$
$nD = 200$	$200^{1/2} = 34,2$	$\sigma\% = 31,7$	$27,0$	$24,2$	$22,3$	$20,9$	$19,8$	$18,87$
$p_p =$		0,16	0,26	0,36	0,46	0,56	0,66	0,76

Расчет выхлопа проведем отдельно для каждой быстроходности. Для $nD=80$ расчетная ф-ла (3) может быть преобразована таким образом: так как $v_{a\mu_a} = 0,208$, то

$$\frac{nD}{v_{a\mu_a}} = \frac{80}{0,208} = 385; 0,4 \lg 385 = 0,4 \cdot 2,585 = 1,034; \left(\frac{nD}{v_{a\mu_a}}\right)^{0,4} = 10,83;$$

поэтому

$$\Delta = 0,6 \left(\frac{nD}{v_{a\mu_a}}\right)^{0,4} m_\sigma = 0,6 \cdot 10,83 m_\sigma = 6,5 [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2].$$

Результат подсчетов для $nD = 80$ дан в табл. 41 и 42.

Таблица 41

Вычисление Δ и ϕ при $nD=80$

$p_s \text{ ата} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$\sigma\% =$	17,25	14,70	13,18	12,14	11,35	10,76	10,25
$m_\sigma =$	1,037	1,029	1,021	1,016	1,011	1,007	1,003
$\Delta\% =$	6,74	6,68	6,64	6,61	6,57	6,54	6,52
$\phi\% =$	29,99	21,38	19,82	18,75	17,92	17,30	16,77
или $\approx$	30,0	21,4	19,8	18,8	17,9	17,3	16,8

Таблица 42

Вычисление p_i и p_c при $nD=80$

$p_s \text{ ата} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$1 - x_\phi =$	0,70	0,786	0,802	0,812	0,821	0,827	0,832
$6,5 (1 - x_\phi) =$	4,55	5,11	5,21	5,28	5,34	5,38	5,41
$x_\sigma \approx$	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
$p_i = 6,5 (1 - x_\phi) + x_\sigma =$	4,62	5,18	5,28	5,35	5,41	5,45	5,48
$p_p =$	0,16	0,26	0,36	0,46	0,56	0,66	0,76
$p_r =$	$0,08 \sqrt{nD} = 0,08 \sqrt{80} = 0,716 \approx 0,72$						
$p_p + p_r =$	0,88	0,98	1,08	1,18	1,28	1,38	1,48
$p_c =$	3,74	4,20	4,20	4,17	4,13	4,07	4,00

По данным этих таблиц строим график фиг. 56, из которого находим $(p_s)_{\max} = 4,205 \text{ ат}$ при $\sigma = 14,0\%$ и $p_s = 1,17 \text{ ата}$.
Оценивая (см. табл. 41) $\Delta = 6,7\%$, получаем

$$\psi = \sigma + \Delta = 14,0 + 6,7 = 20,7\%;$$

так как

$$p_s - p_i = 1,17 - 1,02 = 0,15 \text{ ата},$$

то

$$p_p = 2(p_s - p_i) = 2 \cdot 0,15 = 0,30 \text{ ата}.$$

Для $nD = 120$ расчетная ф-ла (3) преобразуется так:

$$\frac{nD}{v_a \mu_a} = \frac{120}{0,208} = 577; 0,4 \lg 577 = 0,4 \cdot 2,761 = 1,104; \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} = 12,70,$$

поэтому

$$\Delta = 0,6 \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} m_s = 0,6 \cdot 12,7 m_s = 7,61 [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2].$$

Результаты подсчетов для $nD = 120$ даны в табл. 43 и 44.

Вычисление Δ и ψ при $nD=120$

Таблица 43

$p_s \text{ ата} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$\sigma =$	22,65	19,3	17,3	15,93	14,9	14,12	13,47
$m_s =$	1,037	1,040	1,037	1,033	1,030	1,026	1,023
$\Delta =$	7,88	7,91	7,88	7,86	7,84	7,80	7,79
$\psi =$	30,53	27,21	25,18	23,79	22,74	21,92	21,26
или $\approx$	30,5	27,2	25,2	23,8	22,7	21,9	21,3

Вычисление p_i и p_e при $nD=120$

Таблица 44

$p_s \text{ ата} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$1 - x_\psi =$	0,695	0,728	0,748	0,762	0,773	0,781	0,787
$6,5 (1 - x_\psi) =$	4,52	4,73	4,86	4,95	5,03	5,08	5,12
$x_\Delta \approx$	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
$p_i = 6,5 (1 - x_\psi) + x_\Delta =$	4,60	4,81	4,94	5,03	5,11	5,16	5,20
$p_i =$	0,16	0,26	0,36	0,46	0,56	0,66	0,76
$p_r =$	$0,08 \sqrt{nD} = 0,08 \sqrt{120} = 0,876 \approx 0,88$						
$p_p + p_r =$	1,04	1,14	1,24	1,34	1,44	1,54	1,64
$p_e =$	3,56	3,67	3,70	3,69	3,67	3,62	3,56

По данным этих таблиц строим график фиг. 57, из которого находим $(p_s)_{\max} = 3,70 \text{ ат}$ при $\sigma = 17,0\%$ и $p_s = 1,21 \text{ ата}$.

Оценивая (табл. 43) $\Delta = 7,9\%$, получаем

$$\psi = \sigma + \Delta = 17,0 + 7,9 = 24,9\%.$$

Так как

$$p_s - p_i = 1,21 - 1,02 = 0,19,$$

то

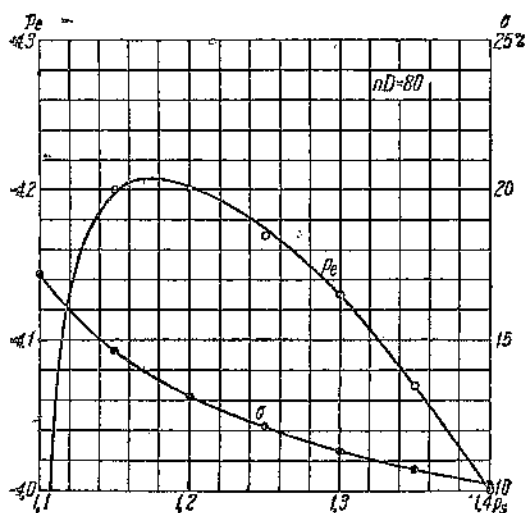
$$p_p = 2(p_s - p_i) = 2 \cdot 0,19 = 0,38 \text{ ат}.$$

Для $nD=160$ расчетная ф-ла (3) преобразуется так:

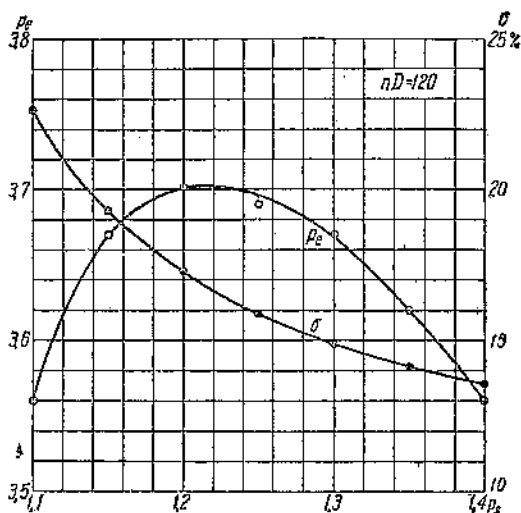
$$\frac{nD}{v_a v_a} = \frac{160}{0,208} = 769; 0,4 \lg 769 = 0,4 \cdot 2,886 = 1,155; \left(\frac{nD}{v_a v_a} \right)^{0,4} = 14,30.$$

Следовательно,

$$\Delta = 0,6 \left(\frac{nD}{v_a v_a} \right)^{0,4} m_\sigma = 0,6 \cdot 14,3 m_\sigma = 8,57 [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma_{\%})^2].$$



Фиг. 56.



Фиг. 57.

Результаты подсчетов для $nD=160$ даны в табл. 45 и 46.

Вычисление Δ и ψ при $nD=160$

Таблица 45

$p_a \text{ атм} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,30	1,35	1,4
$\sigma =$	27,4	23,3	20,9	19,25	18,02	17,08	16,3
$m_\sigma =$	1,018	1,035	1,040	1,040	1,038	1,036	1,034
$\Delta =$	8,71	8,86	8,91	8,91	8,89	8,87	8,86
$\psi =$	36,11	32,16	29,81	28,16	26,91	25,95	25,16
или $\approx$	36,1	32,2	29,8	28,2	26,9	26,0	25,2

Вычисление p_i и p_e при $nD=160$

Таблица 46

$p_a \text{ атм} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$1-x_\psi =$	0,639	0,678	0,702	0,718	0,731	0,740	0,748
$6,5(1-x_\psi) =$	4,15	4,41	4,56	4,66	4,75	4,81	4,86
$x_\Delta \approx$	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
$p_i = 6,5(1-x_\psi) + x_\Delta =$	4,24	4,50	4,65	4,75	4,84	4,90	4,95
$p_p =$	0,16	0,26	0,36	0,46	0,56	0,66	0,76
$p_r =$	$0,08 \sqrt{nD} = 0,08 \sqrt{160} = 1,012 \approx 1,01$						
$p_p + p_r =$	1,17	1,27	1,37	1,47	1,57	1,67	1,77
$p_e =$	3,07	3,23	3,28	3,23	3,27	3,23	3,18

По данным этих таблиц строим график фиг. 58, из которого находим $(p_e)_{\max} = 3,28 \text{ ат}$ при $\sigma = 19,6\%$ и $p_s = 1,24 \text{ ат}$.
Оценивая (табл. 45) $\Delta = 8,9\%$, получаем

$$\psi = \sigma + \Delta = 19,6 + 8,9 = 28,5 \%$$

Так как

$$p_s - p_i = 1,24 - 1,02 = 0,22,$$

то

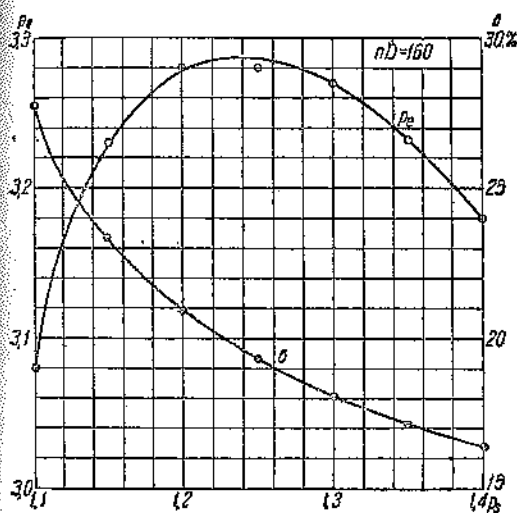
$$p_p = 2(p_s - p_i) = 2 \cdot 0,22 = 0,44 \text{ ат}.$$

Для $nD = 200$ расчетная ф-ла (3) преобразуется так:

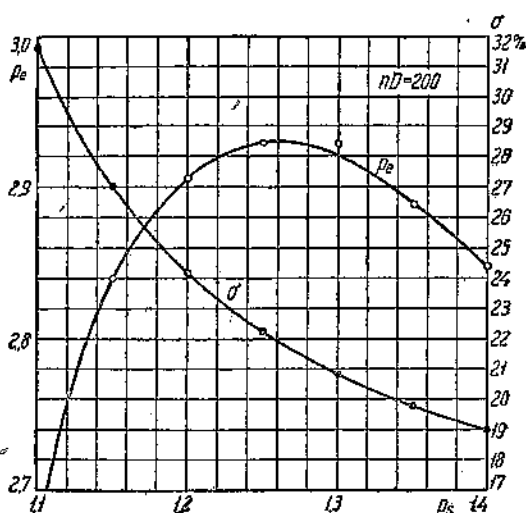
$$\frac{nD}{v_a v_a} = \frac{200}{0,208} = 962; 0,4 \lg 962 = 0,4 \cdot 2,983 = 1,193; \left(\frac{nD}{v_a v_a}\right)^{0,4} = 15,60.$$

Следовательно,

$$\Delta = 0,6 \left(\frac{nD}{v_a v_a}\right)^{0,4} m_\sigma = 0,6 \cdot 15,6 m_\sigma = 9,35 [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma^0/b)^2].$$



Фиг. 58.



Фиг. 59.

Результаты подсчетов для $nD = 200$ даны в табл. 47 и 48.

Таблица 47

Вычисление Δ и ψ при $nD = 200$

$p_s \text{ атм} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$\sigma =$	31,7	27,0	24,2	22,3	20,9	19,8	18,87
$m_\sigma =$	0,985	1,020	1,033	1,038	1,040	1,040	1,039
$\Delta =$	9,21	9,53	9,65	9,70	9,72	9,72	9,71
$\psi =$	40,91	36,53	33,85	32,0	30,62	29,52	28,58
или $\approx$	40,9	36,5	33,9	32,0	30,6	29,5	28,6

Вычисление p_i и p_e при $nD = 200$

$p_s \text{ ата} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$1-x_\psi =$	0,591	0,635	0,661	0,680	0,694	0,705	0,714
$6,5(1-x_\psi) =$	3,86	4,13	4,30	4,42	4,51	4,58	4,64
$x_\Delta \approx$	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
$p_i = 6,5(1-x_\psi) + x_\Delta =$	3,95	4,23	4,40	4,52	4,62	4,68	4,74
$p_p =$	0,16	0,26	0,36	0,45	0,56	0,66	0,76
$p_r =$	$0,08\sqrt{nD} = 0,08 \sqrt{200} = 1,132 \approx 1,13 \text{ ат}$						
$p_p + p_r =$	1,29	1,39	1,49	1,59	1,69	1,79	1,89
$p_e =$	2,66	2,84	2,91	2,93	2,93	2,89	2,85

По данным этих таблиц строим график фиг. 59, из которого находим $(p_e)_{\max} = 2,93 \text{ ат}$ при $\sigma = 22,0\%$ и $p_s = 1,26 \text{ ата}$.

Оценивая (см. табл. 47) $\Delta = 9,7\%$, получаем

$$\psi + \sigma = 22,0 + 9,7 = 31,7\%.$$

Так как

$$p_s - p_i = 1,26 - 1,02 = 0,24,$$

то

$$p_r = 2(p_s - p_i) = 2 \cdot 0,24 = 0,48 \text{ ат}.$$

Полученные в предыдущих подсчетах результаты могут быть представлены следующей сводной таблицей.

Таблица 49

Наивыгоднейшие размеры окон и давления

$nD =$	80	120	160	200
$\sigma\% =$	14,0	17,0	19,6	22,0
$\Delta\% =$	6,7	7,9	8,9	9,7
$\psi\% =$	20,7	24,9	28,5	31,7
$p_s =$	1,17	1,21	1,24	1,26
$p_p =$	0,30	0,38	0,44	0,48
$p_e =$	4,20	3,70	3,28	2,93

На фиг. 60 дано графическое изображение зависимости величин σ , Δ , p_s и p_e от степени быстроходности двигателя nD при наивыгоднейших условиях продувки. Этим графиком удобно пользоваться для промежуточных значений nD , не содержащихся в табл. 49.

Фиг. 60.

Кроме того, оказывается легко возможным подобрать эмпирического вида формулы, выражающие главнейшие из интересующих нас величин в зависимости от степени быстроходности nD при наивыгоднейших условиях продувки.

Получение таких формул для величин σ , ψ и Δ основывается на вспомогательной табл. 50.

Таблица 50

Вспомогательная таблица для нахождения формул для σ , ψ и Δ при наимыгоднейших условиях продувки

$nD =$	80	120	160	200
$\sqrt{nD} =$	8,94	10,96	12,65	14,15
$\sigma\% =$	14,0	17,0	19,6	22,0
$\sigma: \sqrt{nD} =$	1,565	1,55	1,55	1,556
$\psi\% =$	20,7	24,9	28,5	31,7
$\psi: \sqrt{nD} =$	2,31	2,27	2,26	2,24

На основании этой таблицы мы можем принять

$$\frac{\sigma}{\sqrt{nD}} = 1,55,$$

откуда

$$\sigma\% = 1,55 \sqrt{nD}. \quad (10)$$

Далее можно принять

$$\frac{\psi}{\sqrt{nD}} = 2,34 - 0,0005 nD,$$

откуда

$$\psi\% = (2,34 - 0,0005 nD) \sqrt{nD}. \quad (11)$$

Следовательно,

$$\Delta\% = \psi - \sigma = (0,79 - 0,0005 nD) \sqrt{nD}. \quad (12)$$

В табл. 51 показана степень точности ф-л (10), (11) и (12):

Проверка ф-л (10), (11) и (12)

Таблица 51

$nD =$	80	120	160	200
$\sqrt{nD} =$	8,94	10,96	12,65	14,15
ф-ла (10) $1,55 \sqrt{nD} =$	13,85	17,0	19,6	21,9
вместо $\sigma =$	14,0	17,0	19,6	22,0
$2,34 - 0,0005 nD =$	2,30	2,28	2,26	2,24
ф-ла (11) $(2,34 - 0,0005 nD) \sqrt{nD} =$	20,55	24,98	28,6	31,7
вместо $\psi =$	20,7	24,9	28,5	31,7
$0,79 - 0,0005 nD =$	0,75	0,73	0,71	0,69
ф-ла (12) $(0,79 - 0,0005 nD) \sqrt{nD} =$	6,71	8,0	8,97	9,76
вместо $\Delta =$	6,7	7,9	8,9	9,7

Эта таблица подтверждает очень хорошую точность принятых нами приближенных формул (10), (11) и (12).

Для ориентировочных подсчетов ф-лы (11) и (12) могут быть подвергнуты дальнейшему упрощению, а именно можно принять

$$\psi\% = 2,27 \sqrt{nD}; \quad (13)$$

$$\Delta\% = \psi - \sigma = 2,27 \sqrt{nD} - 1,55 \sqrt{nD} = 0,72 \sqrt{nD}. \quad (14)$$

В табл. 52 показана степень точности ф-л (13) и (14)

Таблица 52

Проверка ф-л (13) и (14)

$nD =$	80	120	160	200
$\gamma' \sqrt{nD} =$	8,94	10,96	12,65	14,15
ф-ла (13) $2,27 \gamma' \sqrt{nD} =$	20,3	24,85	28,7	32,1
вместо $\phi =$	20,7	24,9	28,5	31,7
ф-ла (14) $0,72 \gamma' \sqrt{nD} =$	6,44	7,88	9,10	10,18
вместо $\Delta =$	6,7	7,9	8,9	9,7

Эта таблица показывает, что ф-лы (13) и (14) дают несколько преуменьшенные результаты при малых степенях быстроходности nD и, напротив, преувеличенные — при больших степенях быстроходности. Однако, ошибка не превосходит 0,5% от хода поршня, что практически несущественно. Следовательно, ф-лами (13) и (14) допустимо пользоваться во всех случаях, когда простота решения является главнейшим требованием (см. примеры применения ниже).

Легко могут быть получены также формулы для давления продувочного воздуха в ресивере p_s и для сопротивления продувочного насоса p_p . Получение этих формул основывается на вспомогательной табл. 53.

Таблица 53

Вспомогательная таблица для вывода формул для величин p_s и p_p при невыгоднейших условиях продувки

$nD =$	80	120	160	200
$\gamma' \sqrt{nD} =$	8,94	10,96	12,65	14,15
$p_s - p_i =$	0,15	0,19	0,22	0,24
$(p_s - p_i) : \gamma' \sqrt{nD} =$	0,0168	0,01735	0,0174	0,01697

На основании этой таблицы с очень хорошей точностью можно принять

$$p_s - p_i = 0,017 \sqrt{nD}; \quad (15)$$

$$p_s = 0,017 \sqrt{nD} + p_i. \quad (15')$$

Иначе, используя ф-лу (10)

$$\sigma\% = 1,55 \sqrt{nD},$$

имеем

$$\frac{\sigma\%}{p_s - p_i} = \frac{1,55}{0,017} = 91,2.$$

откуда

$$p_s - p_i = \frac{\sigma\%}{91,2}. \quad (16)$$

Принимая во внимание, что по ф-ле (7) сопротивление продувочного насоса

$$p_p = 2(p_s - p_i),$$

находим

$$p_p = 2 \cdot 0,017 \sqrt{nD} = 0,034 \sqrt{nD}. \quad (17)$$

В табл. 54 показана степень точности ф-л (15) и (17).

Таблица 54

$nD =$	80	120	160	200
$\sqrt{nD} =$	8,94	10,96	12,65	14,15
ф-ла (15) $0,017 \sqrt{nD} =$	0,152	0,186	0,215	0,240
вместо $(p_s - p_i) =$	0,15	0,19	0,22	0,24
ф-ла (17) $0,034 \sqrt{nD} =$	0,304	0,373	0,430	0,480
вместо $p_p =$	0,30	0,38	0,44	0,48

Эта таблица подтверждает вполне удовлетворительную точность ф-л (15) и (17).

Приходим далее к выводу формул для среднего индикаторного давления p_i и для среднего эффективного давления p_e в предположении невыгоднейших условий продувки.

Так как среднее индикаторное давление по ф-лам (5) и (5')

$$p_i = 6,5(1 - x_\psi) + x_\Delta = 6,5 - 5,5 x_\psi - x_\Delta,$$

то, принимая по точным ф-лам (11) и (10)

$$\phi\% = (2,34 - 0,0005 nD) \sqrt{nD}$$

и

$$\sigma\% = 1,55 \sqrt{nD},$$

имеем

$$p_i = 6,5 = 0,1288 \sqrt{nD} + 0,0000275 nD \sqrt{nD} - 0,0155 \sqrt{nD} = 6,5 - 0,1443 \sqrt{nD} + 0,0000275 nD \sqrt{nD} = 6,5 - (0,144 - 0,000027 nD) \sqrt{nD}. \quad (18)$$

Среднее эффективное давление по ф-ле (6)

$$p_e = p_i - (p_p + p_r),$$

причем по ф-лам (17) и (18)

$$p_p = 0,034 \sqrt{nD}$$

и

$$p_r = 0,08 \sqrt{nD},$$

следовательно,

$$p_p + p_r = 0,114 \sqrt{nD} \quad (19)$$

и

$$p_e = p_i - 0,114 \sqrt{nD} = 6,5 - (0,144 - 0,000027 nD) \sqrt{nD} - 0,114 \sqrt{nD} = 6,5 - (0,258 - 0,000027 nD) \sqrt{nD}. \quad (20)$$

В табл. 55 показана степень точности ф-л (18), (19) и (20).

Таблица 55

$nD =$	80	120	160	200
$\sqrt{nD} =$	8,94	10,96	12,65	14,15
ф-ла (19) $0,114 \sqrt{nD} =$	1,019	1,249	1,440	1,610
вместо $(p_p + p_r) =$	1,02	1,26	1,45	1,61
ф-ла (20) $0,258 \sqrt{nD} =$	4,22	3,71	3,29	2,93
вместо $p_e =$	4,20	3,70	3,28	2,93
ф-ла (18) $0,144 \sqrt{nD} =$	5,239	4,959	4,74	4,54
вместо $p_i =$	5,23	4,96	4,73	4,54

Формулы для p_i и p_e могут быть подвергнуты дальнейшему упрощению, если при их выводе вместо точной ф-лы (11) применить приближенную (13)

$$\psi\% = 2,27 \sqrt{nD},$$

сохраняя для $\sigma\%$ ф-лу (10). При этом для среднего индикаторного давления p_i мы получаем

$$p_i = 6,5 - 5,5 x_\psi - x_\sigma = 6,5 - 5,5 \cdot 0,0227 \sqrt{nD} - 0,0155 \sqrt{nD} = 6,5 - 0,1403 \sqrt{nD}. \quad (21)$$

Соответственно для среднего эффективного давления мы будем иметь

$$p_e = p_i - (p_p + p_r) = 6,5 - 0,1403 \sqrt{nD} - 0,114 \sqrt{nD} = 6,5 - 0,2543 \sqrt{nD}. \quad (22)$$

Степень точности ф-л (21) и (22) показана в табл. 17.

Таблица 56

$nD =$	80	120	160	200
$\sqrt{nD} =$	8,94	10,96	12,65	14,15
ф-ла (21)	5,248	4,963	4,728	4,518
вместо $p_i =$	5,23	4,96	4,73	4,54
ф-ла (22)	4,225	3,71	3,28	2,90
вместо $p_e =$	4,20	3,70	3,28	2,93

Как показывает табл. 56, приближенные ф-лы (21) и (22) имеют вполне удовлетворительную точность для практических целей [значительно выше, чем точность ф-лы (13)].

Пользуясь выше найденными формулами для p_i и p_e , легко получить формулы для механического коэффициента полезного действия при наивыгоднейших условиях продувки, а именно по точным ф-лам (19) и (18) мы находим

$$\eta_m = 1 - \frac{p_p + p_r}{p_i} = 1 - \frac{0,144 \sqrt{nD}}{6,5 - (0,144 - 0,000027 nD) \sqrt{nD}}. \quad (23)$$

Если же вместо ф-лы (18) применить приближенную ф-лу (21), то получим

$$\eta_m = 1 - \frac{0,114 \sqrt{nD}}{6,5 - 0,1403 \sqrt{nD}}. \quad (24)$$

В табл. 57 показана степень точности этих формул.

Таблица 57

$nD =$	80	120	160	200
ф-ла (23)	0,805	0,748	0,696	0,645
ф-ла (24)	0,806	0,749	0,696	0,644
вместо $\eta_m =$	0,805	0,747	0,693	0,645

Табл. 57 подтверждает весьма хорошую точность обеих рассматриваемых формул.

Перейдем к вопросу о характере зависимости p_i и p_e от ψ при наивыгоднейших условиях продувки. Так как по приближенной ф-ле (21)

$$p_i = 6,5 - 0,1403 \sqrt{nD},$$

а по приближенной ф-ле (13)

$$\psi\% = 2,27 \sqrt{nD},$$

то

$$p_i = 6,5 - 0,0618 \cdot 2,27 \sqrt{nD} = 6,5 - 0,0618 \psi\% = 6,5 - 6,18 x_\psi. \quad (25)$$

Подобным образом, пользуясь ф-лой (22), мы получаем

$$p_e = 6,5 - 0,2543 \sqrt{nD} = 6,5 - 0,0893 \cdot 2,27 \sqrt{nD} = 6,5 - 0,0893 \psi\% = 6,5 - 8,93 x_\psi. \quad (26)$$

Найдем формулу для литровой мощности цилиндра при наивыгоднейших условиях продувки. Для двухтактных двигателей формула эффективной мощности может быть представлена в таком виде

$$N_e \text{ л. с.} = \frac{P_e n}{60 \cdot 75} V_h,$$

где P_e — среднее эффективное давление в кг/м^2 , рабочий объем цилиндра V_h — в м^3 и n — обороты в минуту. Отсюда

$$\frac{N_e}{V_h} = \frac{P_e n}{60 \cdot 75} = \frac{P_e n}{4500} = \frac{p_e n}{0,45}$$

и, следовательно, литровая мощность цилиндра

$$N_l = \frac{1}{1000} \left(\frac{N_e}{V_h} \right) = \frac{p_e n}{450}. \quad (27)$$

Подставляя сюда из приближенной ф-лы (22)

$$p_e = 6,5 - 0,2543 \sqrt{nD},$$

получаем окончательно

$$N_l = \frac{n}{450} (6,5 - 0,2543 \sqrt{nD}). \quad (28)$$

При сравнении между собой двухтактных двигателей с различными типами продувки и соответственно с различными наибольшими допустимыми отношениями $k = \frac{S}{D}$ более показательной, чем N_l , является мощность, деленная на площадь поперечного сечения цилиндра, или проще $\frac{N_e}{D^2}$. Так как для двухтактных двигателей, при измерении D и $S = kD$ в м , формула эффективной мощности может быть написана в таком виде

$$N_e = P_e \frac{\pi D^2}{4} \frac{Sn}{60 \cdot 75},$$

то, следовательно,

$$\frac{N_e}{D^2} = \frac{\pi}{4} P_e \frac{Sn}{60 \cdot 75} = \frac{\pi}{4 \cdot 60 \cdot 75} P_e k (nD) = \frac{\pi 10^4}{4 \cdot 60 \cdot 75} p_e k (nD) = \frac{p_e k (nD)}{0,574}. \quad (29)$$

Подставляя сюда приближенную ф-лу (22)

$$p_e = 6,5 - 0,2543 \sqrt{nD},$$

находим

$$\frac{N_e}{D^2} = \frac{k}{0,574} (6,5 - 0,2543 \sqrt{nD}) nD \quad (30)$$

или, принимая для поперечной продувки за наиболее характерное значение $k = 1,4$, получим окончательно

$$\frac{N_e}{D^2} = 2,44 (6,5 - 0,2543 \sqrt{nD}) nD = (15,85 - 0,62 \sqrt{nD}) nD. \quad (31)$$

Условие для $\left(\frac{N_e}{D^2}\right)_{\max}$ находим по общим правилам дифференциального исчисления, приравнявая нулю производную от произведения

$$(6,5 - 0,2543 \sqrt{nD})nD,$$

которое предварительно представим в общем виде так:

$$(a - b\sqrt{x})x.$$

Находим последовательно

$$-\frac{bx}{2\sqrt{x}} + a - b\sqrt{x} = 0; \sqrt{x} = \frac{a}{1,5b}; x = \left(\frac{a}{1,5b}\right)^2.$$

Подставляя $x = nD$; $a = 6,5$ и $b = 0,2543$, получаем искомое условие

$$nD = \left(\frac{6,5}{1,5 \cdot 0,2543}\right)^2 = 17,05^2 = 290,$$

а поэтому

$$p_e = 6,5 - 0,2543 \cdot 17,05 = 6,5 - 4,34 = 2,16 \text{ ат}$$

и, наконец,

$$\left(\frac{N_e}{D^2}\right)_{\max} = 2,44 \cdot 2,16 \cdot 290 = 1525.$$

Зависимость величины $\frac{N_e}{D^2}$ от степени быстроходности двигателя nD дается табл. 58 и графиком фиг. 61.

Таблица 58

Мощность $\left(\frac{N_e}{D^2}\right)$ в функции nD

$nD =$	80	120	160	200	290
ф-ла (22) $p_e =$	4,225	3,71	3,28	2,90	2,16
ф-ла (31) $\frac{N_e}{D^2} =$	825	1085	1280	1413	1525

Из этой таблицы видно, что при неосуществимом по динамическим причинам $nD = 290$ мы получили бы наибольшую возможную мощность на единицу площади сечения цилиндра более, чем при $nD = 200$ лишь в

$$\frac{1525}{1413} = 1,08 \text{ раза.}$$

Дадим несколько примеров применения приведенных здесь формул.

Пример I. Требуется определить наиболее выгодные основные размеры (D , S , n , ψ , σ) и соответствующее давление p_e для двухтактного бескомпрессорного двигателя с поперечной продувкой через наклонные каналы при $N_e = 25$ л. с. и средней степени быстроходности, принимая nD равным около 90 и отношение $k = \frac{S}{D}$ около 1,4. Решение провести в двух вариантах, из коих в первом выбор числа оборотов совершенно свободный, а во втором — обуславливается непосредственным соединением двигателя с трехфазным генератором.

В первом варианте решение таково. Из ф-лы (31) находим

$$D = \sqrt{\frac{N_e}{(15,85 - 0,62 \sqrt{nD}) nD}} = \sqrt{\frac{25}{(15,85 - 0,62 \sqrt{90}) 90}} = \\ = \sqrt{\frac{25}{9,97 \cdot 90}} = \sqrt{0,02785} = 0,167 \text{ м},$$

поэтому

$$S = kD = 1,4 \cdot 0,167 = 0,234 \text{ м и } n = \frac{(nD)}{D} = \frac{90}{0,167} = 539.$$

Далее по ф-лам (13), (10) и (15') получаем

$$\psi\% = 2,27 \sqrt{nD} = 21,5\%; \quad \sigma\% = 1,55 \sqrt{nD} = 14,7\%;$$

$$p_e = 0,017 \sqrt{nD} + p_i = 0,161 + 1,02 \approx 1,18 \text{ атм.}$$

С некоторым округлением можно принять:

$D = 170 \text{ мм}$ (вместо 167); $S = 230 \text{ мм}$ (вместо 234); $n = 540$ (вместо 539).

При этом произведение $D^n S n$ увеличится против первоначального расчета приблизительно на 2%, отношение $k = \frac{S}{D} = 1,355$ (вместо 1,4) и быстроходность $nD = 91,8$ (вместо 90).

Высота выхлопных окон

$$l_a = x_\psi S = 0,215 \cdot 230 = 49,4 \approx 50 \text{ мм},$$

высота продувочных окон

$$l_s = x_s S = 0,147 \cdot 230 = 33,8 \approx 34 \text{ мм}.$$

Во втором варианте решение может быть проведено так. Из предварительных подсчетов (см., например, первый вариант) намечаем в качестве наиболее подходящего числа оборотов $n = 500$ об/мин. Если, кроме того, принять $nD = 90$, то мы нашли бы по ф-ле (22)

$$p_e = 6,5 - 0,2534 \sqrt{nD} = 6,5 - 0,2543 \sqrt{90} = 6,5 - 2,41 = 4,09 \text{ ат},$$

диаметр цилиндра

$$D = \frac{nD}{n} = \frac{90}{500} = 0,180 \text{ м},$$

далее из ф-лы (29) отношение хода поршня к диаметру

$$k = \frac{0,574 N_e}{p_e (nD) D^2} = \frac{0,574 \cdot 25}{4,09 \cdot 90 \cdot 0,18^2} = 1,205,$$

что следует признать несколько малым (хотя и вполне осуществимым).

Чтобы повысить отношение k , примем $nD = 85$, следовательно,

$$p_e = 6,5 - 0,2543 \sqrt{85} = 6,5 - 2,34 = 4,16 \text{ ат},$$

$$D = \frac{85}{500} = 0,170 \text{ м},$$

$$k = \frac{0,574 \cdot 25}{4,16 \cdot 85 \cdot 0,17^2} = 1,403,$$

что является вполне подходящим.

Далее находим

$$S = kD = 1,403 \cdot 0,17 = 0,238 \text{ м}.$$

Окончательно можно принять

$$D = 170 \text{ мм и } S = 240 \text{ мм}.$$

Так как по ф-ле (13)

$$\varphi\% = 2,27 \sqrt{nD} = 2,27 \sqrt{85} = 21,8\%,$$

а по ф-ле (10)

$$\sigma\% = 1,55 \sqrt{nD} = 1,55 \sqrt{85} = 14,3\%,$$

то, следовательно, высоту выхлопных и продувочных окон можно принять

$$l_a = x_\varphi S = 0,218 \cdot 0,24 = 52,3 \approx 52 \text{ мм},$$

$$l_e = x_\sigma S = 0,143 \cdot 0,24 = 24,3 \approx 24 \text{ мм}.$$

Для давления продувочного воздуха по ф-ле (15') имеем

$$p_i = 0,017 \sqrt{nD} + p_i = 0,017 \sqrt{85} + 1,02 = 0,157 + 0,02 = 1,18 \text{ атм}.$$

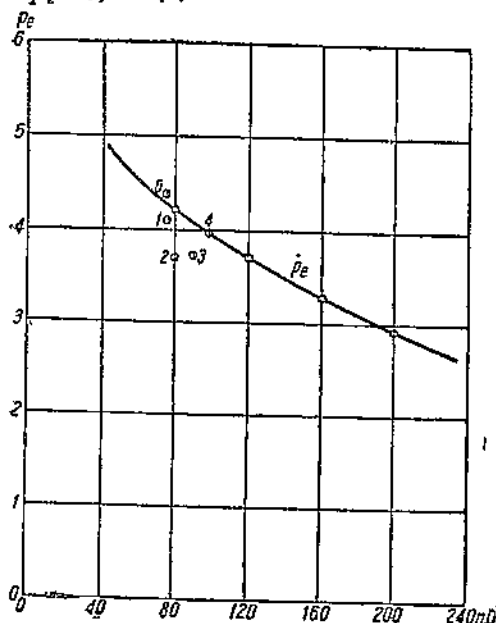
Пример 2. Требуется подсчитать среднее эффективное давление p_e для нескольких выполненных бескомпрессорных дизелей с поперечной продувкой, результат сравнить с формулой для располагаемого среднего эффективного давления p_e и, кроме того, представить графически. Дано:

Двигатель №	1	2	3	4	5
Распыливание	струйн.	струйн.	аванк.	струйн.	струйн.
Диам. цилиндра D в м	0,25	0,21	0,2	0,26	0,25
Число об/мин n	300	375	450	375	300
Ход поршня S в м	—	0,32	0,3	0,4	0,42
Эффект. мощность N_e в л. с.	50	35	35	70	60
Решение. Находим для №	1	2	3	4	5
D^3	0,0625	0,0441	0,04	0,0675	0,0625
nD	75	78,6	90	97,4	75
$k = \frac{S}{D}$	1,5	1,525	1,5	1,54	1,68

по ф-ле (29) $p_e = \frac{0,574 N_e}{k(nD) D^3}$ 4,09 3,70 3,72 3,96 4,38

по ф-ле (20)

$p_e = 6,5 - (0,258 - 0,000027 nD) \sqrt{nD}$ 4,28 4,24 4,08 3,98 4,28



Фиг. 62.

Графическое изображение полученного результата дано на фиг. 62.

Пример 3. Для двухтактного бескомпрессорного дизеля с поперечной продувкой и иными условиями, чем было принято выше, а именно, допускаемая среднее индикаторное давление для рабочей части диаграммы $ip_{10} = 6 \text{ ат}$ (вместо 6,5), принимаем известным среднее эффективное давление $p_e = 3,57 \text{ ат}$ при степени быстроходности $nD = 100$. Требуется для такого же качества двигателя найти среднее эффективное давление p_e' при $(nD)' = 110$.

Решение. Так как ф-ла (22)

$$p_e = 6,5 - 0,2543 \sqrt{nD},$$

найденная для $ip_{10} = 6,5 \text{ ат}$, может быть в общем виде написана так:

$$p_e = ip_{10} - m \sqrt{nD},$$

то, следовательно, для нахождения коэффициента m имеем

$$m = \frac{up_{i0} - p_s}{\sqrt{nD}}$$

При наших данных

$$m = \frac{6 - 3,57}{\sqrt{100}} = 0,243,$$

поэтому искомое среднее эффективное давление

$$p_s' = 6 - 0,243 \sqrt{(nD)'} = 6 - 0,243 \sqrt{110} = 6 - 2,55 = 3,45 \text{ ат.}$$

В общем виде окончательный ответ может быть написан так:

$$p_s' = up_{i0} - (up_{i0} - p_s) \sqrt{\frac{(nD)'}{nD}},$$

что при наших данных дает тот же результат

$$p_s' = 6 - (6 - 3,57) \sqrt{\frac{110}{100}} = 6 - 2,43 \sqrt{1,1} = 6 - 2,55 = 3,45 \text{ ат.}$$

Если бы кроме p_s' требовалось еще определение потерь части хода ψ' при $(nD)' = 110$, зная, что при $nD = 100$ $\psi = 21,7\%$, то следовало бы ф-лу (13)

$$\psi\% = 2,27 \sqrt{nD}$$

написать в общем виде так:

$$\psi\% = q \sqrt{nD},$$

откуда

$$\psi' = \psi \sqrt{\frac{(nD)'}{nD}} = 21,7 \sqrt{\frac{110}{100}} = 21,7 \cdot 1,05 = 22,8\%.$$

ДОБАВЛЕНИЕ ПЕРВОЕ

ВЫВОД РАСЧЕТНЫХ ФОРМУЛ ПРИ ПОНИЖЕННОМ $up_{i0} = 6 \text{ ат}$

Принятое в предыдущем максимальное значение среднего индикаторного давления up_{i0} для рабочей части индикаторной диаграммы, именно $6,5 \text{ ат}$, может быть признано иногда для рассматриваемых здесь двигателей (бескомпрессорные дизели с поперечной продувкой) несколько высоким. Не представляет труда изложенный здесь метод расчета повторить для произвольного значения up_{i0} , причем оказывается, что тип получаемых окончательных формул остается без изменения. Не повторяя промежуточных вычислений, приведем здесь лишь некоторые конечные результаты, получаемые для случая $up_{i0} = 6 \text{ ат}$.

Ф-лы (5) и (5') получают вид

$$p_i = 6(1 - x_\psi) + x_\lambda; \quad (5)$$

$$p_i = 6 - 5x_\psi - x_\sigma. \quad (5')$$

Для $up_{i0} = 6 \text{ ат}$ при $nD = 80$ получаем табл. 42 bis.

Таблица 42 bis

$p_s \text{ ата} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$p_s =$	3,39	3,805	3,80	3,76	3,715	3,65	3,58
вместо	3,74	4,20	4,20	4,17	4,13	4,07	4,00
уменьшение	0,35	0,395	0,40	0,41	0,415	0,42	0,42

Медленная изменяемость разности $(p_e)_{6,5} - (p_e)_6$ позволяет для точки $(p_e)_{\max}$ сохранить без изменения прежде найденные $\sigma = 14,0\%$ и $p_s = 1,17 \text{ атм}$, а также $\Delta = 6,7\%$, $\psi = 20,7\%$ и $p_r = 0,30 \text{ ат}$. Вместо же прежнего $(p_e)_{\max} = 4,205$ можно принять новое $(p_e)_{\max} = 4,205 - 0,395 = 3,81 \text{ ат}$.

Для $ip_{10} = 6 \text{ ат}$ при $nD = 120$ получаем табл. 44 bis.

Таблица 44 bis

$p_s \text{ атм} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$p_e =$ вместо уменьшение	3,20 3,56 0,36	3,30 3,67 0,37	3,33 3,70 0,37	3,31 3,69 0,38	3,28 3,67 0,39	3,23 3,62 0,39	3,16 3,56 0,40

По тем же причинам для точки $(p_e)_{\max}$ сохраняем прежние значения $\sigma = 17,0\%$ и $p_s = 1,21 \text{ атм}$, а также $\Delta = 7,9\%$, $\psi = 24,9\%$ и $p_r = 0,38 \text{ ат}$. Вместо же прежнего $(p_e)_{\max} = 3,70$ можно принять новое $(p_e)_{\max} = 3,70 - 0,37 = 3,33 \text{ ат}$.

Для $ip_{10} = 6 \text{ ат}$ при $nD = 160$ получаем табл. 46 bis.

Таблица 46 bis

$p_s \text{ атм} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$p_e =$ вместо уменьшение	2,75 3,07 0,32	2,88 3,23 0,35	2,93 3,28 0,35	2,925 3,28 0,355	2,905 3,27 0,365	2,86 3,23 0,37	2,81 3,18 0,37

Для точки $(p_e)_{\max}$ сохраняем прежние значения $\sigma = 19,6\%$ и $p_s = 1,24 \text{ атм}$, а также $\Delta = 8,9\%$, $\psi = 28,5\%$ и $p_r = 0,44 \text{ атм}$. Вместо же прежнего $(p_e)_{\max} = 3,28$ можно принять $(p_e)_{\max} = 3,28 - 0,355 = 2,925 \text{ ат}$.

Для $ip_{10} = 6 \text{ ат}$ при $nD = 200$ получаем табл. 48 bis.

Таблица 48 bis

$p_s \text{ атм} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$p_e =$ вместо уменьшение	2,35 2,66 0,31	2,51 2,84 0,33	2,57 2,91 0,34	2,58 2,93 0,35	2,57 2,93 0,36	2,53 2,89 0,36	2,49 2,85 0,36

Для точки $(p_e)_{\max}$ сохраняем прежние значения $\sigma = 22\%$ и $p_s = 1,26 \text{ атм}$, а также $\Delta = 9,7\%$, $\psi = 31,7\%$ и $p_r = 0,48 \text{ атм}$. Вместо же прежнего $(p_e)_{\max} = 2,93$ можно принять $(p_e)_{\max} = 2,93 - 0,35 = 2,58 \text{ ат}$.

Наивыгоднейшие значения p_e даны в табл. 49 bis.

Таблица 49 bis

$nD =$	80	120	160	200
$p_e =$ вместо уменьшение	3,81 4,20 0,395	3,33 3,70 0,37	2,925 3,28 0,355	2,58 2,93 0,35

Соответственно изменится график кривой p_e на фиг. 60.

Ф-лы (18) и (20) принимают вид:

$$p_i = 6 - 0,117 \sqrt{nD} + 0,000025 nD \sqrt{nD} - 0,0155 \sqrt{nD} = 6 - 0,1325 \sqrt{nD} + 0,000025 nD \sqrt{nD} = 6 - (0,1325 - 0,000025 nD) \sqrt{nD}; \quad (18)$$

$$p_e = p_i - 0,114 \sqrt{nD} = 6 - (0,1325 - 0,000025 nD) \sqrt{nD} - 0,114 \sqrt{nD} = 6 - (0,2465 - 0,000025 nD) \sqrt{nD}. \quad (20)$$

Измененная часть табл. 55 дана в табл. 55 bis.

Таблица 55 bis

ф-ла (20)	3,815	3,335	2,94	2,59
вместо $p_e =$	3,81	3,33	2,925	2,53
ф-ла (18)	4,835	4,58	4,38	4,20
вместо $p_i =$	4,83	4,59	4,375	4,19

Ф-лы (21) и (22) получают вид:

$$p_i = 6 - 5 x_\psi - x_\tau = 6 - 5 \cdot 0,0227 \sqrt{nD} - 0,0155 \sqrt{nD} = 6 - 0,1290 \sqrt{nD}; \quad (21)$$

$$p_e = p_i - (p_p + p_r) = 6 - 0,129 \sqrt{nD} - 0,114 \sqrt{nD} = 6 - 0,243 \sqrt{nD}. \quad (22)$$

Измененная часть табл. 56 дана в табл. 56 bis.

Таблица 56 bis

ф-ла (21)	4,848	4,588	4,37	4,178
вместо $p_i =$	4,83	4,59	4,375	4,19
ф-ла (22)	3,83	3,34	2,93	2,56
вместо $p_e =$	3,81	3,33	2,925	2,58

Ф-лы (23) и (24) принимают вид:

$$\eta_m = 1 - \frac{0,144 \sqrt{nD}}{6 - (0,1325 - 0,000025 nD) \sqrt{nD}}; \quad (23)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{0,144 \sqrt{nD}}{6 - 0,129 \sqrt{nD}}. \quad (24)$$

Измененная часть табл. 57 дана в табл. 57 bis.

Таблица 57 bis

ф-ла (23)	0,789	0,728	0,671	0,617
ф-ла (24)	0,791	0,728	0,670	0,613
вместо $\eta_m =$	0,789	0,726	0,669	0,616

Ф-лы (25) и (26) принимают вид:

$$p_i = 6 - 0,129 \sqrt{nD} = 6 - 0,0612 \cdot 2,27 \sqrt{nD} = 6 - 0,0612 \psi\% = 6 - 6,12 x_\psi; \quad (25)$$

$$p_e = 6 - 0,243 \sqrt{nD} = 6 - 0,107 \cdot 2,27 \sqrt{nD} = 6 - 0,107 \psi\% = 6 - 10,7 x_\psi. \quad (26)$$

Ф-лы (28), (30) и (31) получают такой вид:

$$N_t = \frac{n}{450} (6 - 0,243 \sqrt{nD}); \quad (28)$$

$$\frac{N_e}{D^3} = \frac{k}{0,574} (6 - 0,243 \sqrt{nD}) nD; \quad (30)$$

$$\frac{N_e}{D^3} = 2,44 (6 - 0,243 \sqrt{nD}) nD = (14,65 - 0,592 \sqrt{nD}) nD. \quad (31)$$

Для $\left(\frac{N_e}{D^3}\right)_{\max}$ получаем

$nD = 272$ (вместо 290), $p_s = 2,0$ (вместо 2,16) и $\left(\frac{N_e}{D^3}\right)_{\max} = 1325$ (вместо 1525).

Измененная часть табл. 58 дана в табл. 58 bis.

Таблица 58 bis

$nD =$	80	120	160	200	272
ф-ла (22) $p_o =$	3,83	3,34	2,93	2,56	2,0
ф-ла (32) $\frac{N_e}{D^3} =$	746	976	1142	1250	1325
вместо $\left\{ \begin{array}{l} p_e = \\ \frac{N_e}{D^3} = \end{array} \right.$	4,225	3,71	3,28	2,90	—
прежних $\left\{ \begin{array}{l} p_e = \\ \frac{N_e}{D^3} = \end{array} \right.$	825	1085	1280	1413	—
отношение $\frac{N_e}{D^3}$	0,905	0,900	0,894	0,884	—

ДОБАВЛЕНИЕ ВТОРОЕ

СВОДКА ГЛАВНЕЙШИХ ФОРМУЛ ДЛЯ БЕСКОМПРЕССОРНОГО ДИЗЕЛЯ С ПОПЕРЕЧНОЙ ПРОДУВКОЙ

В общем случае

$$\sigma\% = \frac{0,08}{\sqrt[3]{p_i(p_s - p_i)}} \left(\frac{nD^3 \beta \eta}{v_a \mu_a} \right)^{2/3}. \quad (1)$$

При $\beta \eta = 1,2$, $v_a \mu_a = 0,13 \cdot 0,82 = 0,1067$ и $p_i = 1,02 \text{ атм}$,

$$\sigma\% = 0,4 \frac{(nD)^{2/3}}{\sqrt[3]{p_s - 1,02}}. \quad (9)$$

Вообще

$$\phi = \sigma + \Delta. \quad (2)$$

В предположении расширения газов от 3 до 2 атм

$$\Delta\% = 0,6 \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2]. \quad (3)$$

При $v_a \mu_a = 0,32 \cdot 0,65 = 0,208$

$$\Delta\% = 1,125 (nD)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2].$$

Общая формула

$$p_p = \frac{\beta \eta}{\eta_p} (p_s - p_i).$$

При $\beta \eta = 1,2$ и $\eta_p = 0,6$

$$p_p = 2 (p_s - p_i). \quad (7)$$

В общем случае

$$p_r = 0,08 \sqrt{nD}; \quad (8)$$

$$p_i = up_{i0}(1 - x_\psi) + x_\Delta; \quad (5)$$

$$p_e = p_i - (p_p + p_r); \quad (6)$$

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_p + p_r}{p_i}.$$

Для наивыгоднейших условий продувки

$$\sigma\% = 1,55 \sqrt{nD}; \quad (10)$$

$$\psi\% = 2,27 \sqrt{nD}; \quad (13)$$

$$\Delta\% = 0,72 \sqrt{nD}; \quad (14)$$

$$p_s = 0,017 \sqrt{nD} + p_i; \quad (15')$$

$$p_p + p_r = 0,114 \sqrt{nD}. \quad (19)$$

При $up_{i0} = 6,5 \text{ ат}$
 $p_i = 6,5(1 - x_\psi) + x_\Delta,$
 $p_i = 6,5 - 5,5 x_\psi - x_\Delta.$

При $up_{i0} = 6 \text{ ат}$
 $p_i = 6(1 - x_\psi) + x_\Delta,$
 $p_i = 6 - 5 x_\psi - x_\Delta. \quad (5')$

Для наивыгоднейших условий продувки

$$p_i = 6,5 - 0,1403 \sqrt{nD}, \quad (21)$$

$$p_e = 6,5 - 0,2543 \sqrt{nD}, \quad (22)$$

$$p_i = 6,5 - 6,18 x_\psi, \quad (25)$$

$$p_e = 6,5 - 8,93 x_\psi, \quad (26)$$

$$N_i = \frac{n}{450} (6,5 - 0,2543 \sqrt{nD}). \quad (28)$$

Если, кроме того, имеем $k = \frac{S}{D} = 1,4$, то

$$\frac{N_e}{D^2} = (15,85 - 0,62 \sqrt{nD}) nD, \quad \left\| \quad \frac{N_e}{D^2} = (14,65 - 0,592 \sqrt{nD}) nD, \quad (31)\right.$$

$$\left(\frac{N_e}{D^2}\right)_{\max} = 1525, nD = 290, p_e = 2,16. \quad \left\| \quad \left(\frac{N_e}{D^2}\right)_{\max} = 1325, nD = 272, p_e = 2,0.\right.$$

Обобщенные формулы при произвольном up_{i0} для наивыгоднейших условий продувки:

$$\left. \begin{aligned} \sigma\% &= r \sqrt{nD} \\ \psi\% &= q \sqrt{nD} \\ \Delta\% &= (q - r) \sqrt{nD} = t \sqrt{nD}; \end{aligned} \right\} \begin{aligned} \sigma' &= \sigma \sqrt{\frac{(nD)'}{nD}} \\ \psi' &= \psi \sqrt{\frac{(nD)'}{nD}} \\ \Delta' &= \Delta \sqrt{\frac{(nD)'}{nD}} \end{aligned} \quad \text{Для приближен-} \\ &\quad \text{ного пересчета}$$

$$p_i = up_{i0} \left(1 - \frac{r}{100} \sqrt{nD} \right) + \frac{t}{100} \sqrt{nD} = up_{i0} - \frac{up_{i0} - t}{100} \sqrt{nD} = up_{i0} - v \sqrt{nD};$$

$$p_p + p_r = w \sqrt{nD};$$

$$\eta_m = 1 - \frac{w \sqrt{nD}}{up_{i0} - v \sqrt{nD}};$$

$$p_e = up_{i0} - v \sqrt{nD} - w \sqrt{nD} = up_{i0} - m \sqrt{nD}.$$

Для пересчета

$$p'_i = up_{i0} - v \sqrt{(nD)'},$$

где

$$v = \frac{up_{i0} - p_i}{\sqrt{nD}},$$

или окончательно

$$p'_i = up_{i0} - (up_{i0} - p_i) \sqrt{\frac{(nD)'}{nD}},$$

$$p'_e = up_{e0} - m \sqrt{(nD)'},$$

где

$$m = \frac{up_{e0} - p_e}{\sqrt{nD}},$$

или окончательно

$$p'_e = up_{e0} - (up_{e0} - p_e) \sqrt{\frac{(nD)'}{nD}}.$$

ДОБАВЛЕНИЕ ТРЕТЬЕ

ПРОВЕРКА ПРИНЯТОЙ ВЫШЕ ЗАВИСИМОСТИ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ ОТ СТЕПЕНИ БЫСТРОХОДНОСТИ

В исследовании поперечной продувки была принята зависимость сопротивления трения в двигателе от быстроходности по формуле

$$p_r = 0,08 \sqrt{nD},$$

а в качестве одного из следствий для наимыгоднейших условий была получена формула сопротивления продувочного насоса

$$p_p = 0,034 \sqrt{nD}.$$

При этом в каждом частном случае предполагается заданная мощность двигателя неизменной (также неизменно отношение $k = \frac{S}{D}$).

Сопоставление однотипных двигателей какой-нибудь определенной мощности с разными nD показывает, что с возрастанием nD падает D и значительно растет n . Это можно видеть, например, из формулы для эффективной мощности двухтактного двигателя

$$N_e = \frac{1}{0,574} p_e (nD) k D^2, \quad (32)$$

откуда

$$D = \sqrt{\frac{0,574 N_e}{k p_e (nD)}}. \quad (33)$$

Так как с ростом nD несколько падает p_e , то из последней формулы подтверждается необходимость уменьшения диаметра D в рассматриваемом процессе и соответственно сильное возрастание числа оборотов n . Но как то, так и другое в отдельности (уменьшение D и возрастание n) вызывает относительный рост сопротивлений трения. Последнее обстоятельство доказано многочисленными исследованиями для четырехтактных двигателей. Так, например, по Джоджу¹ для бензиновых двигателей можно принять при постоянном n (с переходом к метрическим единицам)

$$\eta_m = 0,93 \left[1 - \frac{7,6}{D_{(мм)}} \right],$$

¹ Judge «Automobile and aircraft engines», 1931; ниже приводимая формула в первоначальном своем виде принадлежит Каллендеру.

а, с другой стороны, при постоянном D из соответствующих экспериментальных кривых можно принять

$$\eta_m = 1 - Cn^r,$$

где C — некоторый постоянный коэффициент, а показатель $r = 0,5$ до $1,0$. Для четырехтактных двигателей имеем

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_r}{p_i} = 1 - \frac{p_r}{p_i}$$

или

$$1 - \eta_m = \frac{p_r}{p_i}.$$

Подставляя η_m по предыдущему, находим

$$1 - \eta_m = 1 - 0,93 + \frac{0,93 \cdot 7,6}{D_{(мм)}} = 0,07 + \frac{7,068}{D_{(мм)}}$$

или

$$1 - \eta_m = Cn^r,$$

откуда в общем случае можно принять

$$1 - \eta_m = \frac{p_r}{p_i} = p + q \frac{n^r}{D},$$

причем $0 < p < 0,1$.

Для двухтактных двигателей последние формулы должны быть изменены следующим образом:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_r - p_p}{p_i} = 1 - \frac{p_r + p_p}{p_i},$$

откуда

$$1 - \eta_m = \frac{p_r + p_p}{p_i} = P + Q \frac{n^r}{D}. \quad (34)$$

Вид формулы для $1 - \eta_m$ сохранен здесь тот же, что было выше дано для четырехтактных двигателей, на том основании, что p_p , как и p_r , пропорционально $\sqrt{nD}$. Если мы при некоторых допущениях относительно зависимости p_r от nD придем к постоянству коэффициентов P и Q и показателя r , то тем самым подтвердится до некоторой степени правильность принятых допущений относительно p_r .

В исследовании поперечной продувки было найдено для наивыгоднейших условий следующее:

Т а б л и ц а 59

При $nD =$	80	120	160	200,
$p_a =$	4,2	3,7	3,3	2,9
откуда $p_e (nD) =$	336	444	528	580
При $nD=80$ из ф-лы (32) $kD^2 =$	0,1366	0,1035	0,0869	0,0791
При $k = 1,4$ $D^2 =$	0,0976	0,0740	0,0621	0,0566
$D =$	0,312	0,272	0,2495	0,238
Поэтому $n =$	256,5	441	642	841
Было найдено $\eta_m =$	0,805	0,747	0,693	0,645
$1 - \eta_m =$	0,195	0,253	0,307	0,355

Из ф-лы (34) получаем

$$Q = (1 - P - \eta_m) \frac{D}{n^r}.$$

Полагая здесь $P = 0,08$ и $r = 0,5$, имеем

$$Q = (0,92 - \eta_m) \frac{D}{\sqrt{n}}.$$

Поэтому для выше намеченных случаев получаем табл. 59а.

Таблица 59а

При $nD =$	80	120	160	200
$\sqrt{n} =$	16,02	21,0	25,37	29,0
$Q =$	0,00224	0,00224	0,002235	0,00226

Принимая $Q = 0,00225 = \text{const}$, имеем из ф-лы (34)

$$1 - \eta_m = 0,08 + 0,00225 \frac{\sqrt{n}}{D} \quad (35)$$

или

$$\eta_m = 0,92 - 0,00225 \frac{\sqrt{n}}{D}. \quad (36)$$

Таблица 59б

При	$\left\{ \begin{array}{l} nD = \\ n = \\ D = \end{array} \right.$	80 256,5 0,312	120 441 0,272	160 642 0,2495	200 841 0,238
по формуле (35) $1 - \eta_m =$		0,195	0,2535	0,308	0,354
вместо		0,195	0,258	0,307	0,355
ошибка		0	0	+0,001	-0,001

Сделаем здесь некоторые обобщения, принимая

$$\eta_m = \eta_0 - Q \frac{\sqrt{n}}{D},$$

откуда

$$Q = (\eta_0 - \eta_m) \frac{D}{\sqrt{n}} = (\eta_0 - \eta_m) \frac{D \sqrt{D}}{\sqrt{nD}} = (\eta_0 - \eta_m) \frac{D^{3/2}}{\sqrt{nD}}.$$

Но из уравнения (29)

$$kD^2 = \frac{0,574 N_e}{p_e (nD)}$$

имеем

$$D = \sqrt{\frac{0,574 N_e}{k p_e (nD)}}$$

и, следовательно,

$$D^{3/2} = \left(\frac{0,574 N_e}{k p_e nD} \right)^{3/4}.$$

Поэтому

$$Q = \frac{\eta_0 - \eta_m}{\sqrt{nD}} \left(\frac{0,574 N_e}{k p_e nD} \right)^{3/4} = \frac{\eta_0 - \eta_m}{(nD)^{5/4}} \left(\frac{0,574 N_e}{k p_e} \right)^{3/4} \quad (37)$$

или обратно

$$\frac{0,574 N_e}{k p_s} = \left(\frac{Q}{\eta_0 - \eta_m} \right)^{4/3} (nD)^{5/3}; \quad N_e = \frac{k p_s}{0,574} \left(\frac{Q}{\eta_0 - \eta_m} \right)^{4/3} (nD)^{5/3}.$$

Для поперечной продувки можно принять в среднем $\eta_0 = 0,92$, как было выше найдено. Если, кроме того, положить $N_e = 80$ л. с., $nD = 80$, $k = 1,4$, $p_s = 4,2$ и $\eta_m = 0,805$, то найдем по ф-ле (37)

$$Q = \frac{0,92 - 0,805}{80} \left(\frac{0,574 \cdot 80}{1,4 \cdot 4,2} \right)^{3/4} = \frac{0,115}{239} (7,82)^{3/4} = \frac{0,115}{239} 4,68 = 0,00225.$$

ГЛАВА VII

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕТЛЕВОЙ ПРОДУВКИ

Решение задач подобного рода неоднократно предлагалось в литературе по двухтактным двигателям внутреннего сгорания. Главнейшие отличительные особенности этой работы таковы: в основу расчета положены новейшие аналитические формулы автора для определения высоты продувочных и выхлопных окон двигателя, причем последние выведены в предположении изменчивости объема цилиндра в процессе выхлопа. Далее учитывается переменность механических потерь в двигателе при изменении его быстроходности, затем окончательным результатам придана простейшая аналитическая форма, облегчающая практическое использование их и дающая ряд общих косвенных выводов.

В перечисленных здесь отношениях предлагаемая работа отличается в частности от недавно опубликованной работы Цемана (Zeman, *Zweitakt-Dieselmotoren kleinerer und mittlerer Leistung*, 1935), приводя к существенным различиям и в величине конечных результатов, особенно в области высоких быстроходностей.

Основным критерием для определения наивыгоднейших размеров продувочных и выхлопных окон мы будем считать здесь достижение наивысших средних эффективных давлений двигателя.

В основу расчета положены следующие главнейшие формулы и постоянные величины.

Вычисление высоты продувочных окон проведено по формуле

$$\sigma\% = \frac{0,08}{\sqrt[3]{p_i(p_s - p_i)}} \left(\frac{nD\beta\eta}{v_s^{1/4}n} \right)^{2/3}, \quad (1)$$

в которой n — число оборотов двигателя в минуту, D — диаметр рабочего цилиндра, измеренный в м, β — отношение описанного за один рабочий цикл поршнями продувочного насоса объема к сумме соответствующих объемов рабочих цилиндров, η — коэффициент подачи продувочного насоса, v_s — доля окружности цилиндра, использованная продувочными окнами с пересчетом на радиальный впуск струи воздуха в цилиндр, μ_s — коэффициент расхода для продувочных окон, причем в частности μ_s — условный коэффициент расхода для расчета продувки по перепаду давлений от ресивера продувочного воздуха непосредственно до атмосферы (действительный коэффициент расхода продувочных окон μ_s для расчета по перепаду давлений от ресивера до цилиндра — соответственно выше), p_s — давление продувочного воздуха в ресивере в ата, p_i — давление атмосферного воздуха в тех же единицах. Заметим, что произведение nD можно назвать степенью или характеристикой быстроходности двигателя, произведение $\beta\eta$ является относительным количеством продувоч-

ного воздуха φ , произведение $v_a \mu_a$ можно назвать эффективной степенью использования окружности продувочными окнами.

Вычисление высоты выхлопных окон проведено по формуле

$$\psi = \sigma + \Delta, \quad (2)$$

где

$$\Delta\% = 0,6 \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2]. \quad (3)$$

Здесь v_a — доля окружности цилиндра, использованная выхлопными окнами, μ_a — коэффициент расхода для выхлопных окон, произведение же $v_a \mu_a$ является эффективной степенью использования окружности выхлопными окнами. Данная формула предполагает, что давление в начале выхлопа $p_4 = 3 \text{ ата}$, а давление в конце предварения выхлопа $p_5 = 2 \text{ ата}$, кроме того, принята степень сжатия $\epsilon = 15$. Об остальных величинах, положенных в основу вывода этой формулы, мы здесь упоминать не будем, заметим лишь, что формула эта, учитывающая переменность объема цилиндра в процессе выхлопа, приводит, в особенности при высоких степенях быстроходности, к существенно меньшим размерам выхлопных окон, чем те, которые получаются по обычным методам расчета.

Относительное количество продувочного воздуха при петлевой продувке с отдельным продувочным насосом примем, в согласии с данными Цемана, $\beta\eta = \varphi = 1,4$.

Долю использования окружности продувочными окнами примем $v_s = 0,18$, что в частности получается, если по Цеману оценить суммарную ширину этих окон в долях диаметра коэффициентом $\zeta_s = 0,8$, а угол между верхней стенкой продувочных каналов и осью цилиндра взять $\alpha = 45^\circ$; при этом

$$v_s = \frac{\zeta_s}{\pi} \sin \alpha = \frac{0,8}{\pi} 0,707 = 0,180.$$

Условный коэффициент расхода для петлевой продувки возьмем $\mu_{st} = 0,5$. Соответственно эффективная степень использования окружности продувочными окнами

$$v_a \mu_a = 0,18 \cdot 0,5 = 0,09.$$

Давление атмосферного воздуха будем считать $p_i = 1,02 \text{ ата}$.

Долю использования окружности для выхлопа будем считать $v_a = 0,32$, что примерно соответствует принятию по Цеману коэффициента суммарной ширины этих окон в долях диаметра цилиндра $\zeta_a = 1,0$, откуда при перпендикулярности выхлопных каналов к оси цилиндра получается

$$v_a = \frac{\zeta_a}{\pi} = \frac{1}{\pi} = 0,318 \approx 0,32.$$

Коэффициент расхода для выхлопных окон берем $\mu_a = 0,65$. Соответственно эффективная степень использования окружности выхлопными окнами

$$v_a \mu_a = 0,32 \cdot 0,65 = 0,208.$$

Среднее индикаторное давление рабочего цилиндра определялось по формуле

$$p_i = \eta p_{i0} (1 - x_\phi) + \delta p_i \quad (4)$$

(см. „Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания“ автора, стр. 81), где x_ϕ — потерянная часть хода поршня (или высота выхлопных окон в долях хода поршня), ηp_{i0} есть среднее индикаторное давление рабочей части диаграммы с исправлением на скругление ее углов и может быть применительно к рассматриваемому типу двигателя, оценено максимально вели-

чиной $p_{i0} = 7,5 \text{ ата}$ (что примерно согласуется также с данными Цемана), а p_i есть поправка на вспомогательную часть диаграммы, причем ее можно приближенно подсчитать следующим образом (см. там же)

$$\delta p_i = 0,5(p_4 - p_1) x_A \approx 0,5(3 - 1) x_A = x_A = x_\phi - x_\sigma,$$

где x_σ и x_A — соответственно относительная высота продувочных окон и превышение выхлопных окон над продувочными, то и другое измерено в долях хода поршня, p_4 — давление начала выхлопа и p_1 — давление начала сжатия (оценено округленно). Следовательно, можно написать

$$p_i = 7,5(1 - x_\phi) + x_A \quad (5)$$

или иначе

$$p_i = 7,5 - 7,5 x_\phi + x_\phi - x_\sigma = 7,5 - 6,5 x_\phi - x_\sigma. \quad (5')$$

Для подсчета среднего эффективного давления имеем

$$p_e = p_i - (p_p + p_r), \quad (6)$$

где p_p — сопротивление продувочного насоса, отнесенное к рабочему объему цилиндра, а p_r — сопротивление трения в двигателе, также отнесенное к рабочему объему цилиндра.

Вводя общий к. п. д. продувочного насоса η_p , который практически оцениваем величиной $\eta_p = 0,6$, мы можем сопротивление продувочного насоса представить так:

$$p_p = \frac{\beta \eta}{\eta_p} (p_s - p_i) = \frac{\beta}{\eta_p} (p_s - p_i) = \frac{1,4}{0,6} (p_s - p_i) = 2,33 (p_s - p_i). \quad (7)$$

Сопротивление трения в двухтактном дизеле при цилиндрической мощности в несколько десятков лошадиных сил на основании ряда данных можно принять при степени быстроходности $nD = 80$ около $0,7 \text{ ата}$, а следовательно, в общем случае, считая это сопротивление пропорциональным $\sqrt{nD}$, допустимо оценить

$$p_r = 0,7 \sqrt{\frac{nD}{80}} = 0,0783 \sqrt{nD}. \quad (8)$$

Расчет проведем для четырех степеней быстроходности

$$nD = 80; 120; 160 \text{ и } 200$$

при семи давлениях продувочного воздуха

$$p_s = 1,1; 1,15; 1,2; 1,25; 1,3; 1,35 \text{ и } 1,4 \text{ ата},$$

что позволит нам сделать дальнейшие обобщения.

Приступая к расчету продувки, прежде всего подставим в основную формулу принятые значения постоянных величин, что дает последовательно

$$\begin{aligned} \sigma\% &= \frac{0,08}{\sqrt[3]{p_i(p_s - p_i)}} \left(\frac{nD \beta \eta}{\gamma_s \mu_{\text{ст}}} \right)^{2/3} = \frac{0,08}{\sqrt[3]{1,02(p_s - 1,02)}} \left(\frac{nD 1,4}{0,09} \right)^{2/3}; \\ \frac{1,4}{0,09} &= 15,55; \quad \frac{2}{3} \lg 15,55 = \frac{2}{3} 1,192 = 0,794; \quad \left(\frac{1,4}{0,09} \right)^{2/3} = 6,22; \\ \frac{0,08 \cdot 6,22}{\sqrt[3]{1,02}} &= \frac{0,08 \cdot 6,22}{1,007} = 0,494 \approx 0,49. \end{aligned}$$

Следовательно, для дальнейших подсчетов имеем

$$\sigma\% = 0,49 \frac{(nD)^{2/3}}{\sqrt[3]{p_s - 1,0}}. \quad (9)$$

Вычисление σ и p_p

$p_s, \text{ атм} =$		1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$p_s - 1,02 =$		0,08	0,13	0,18	0,23	0,28	0,33	0,38
$\sqrt[3]{p_s - 1,02} =$		0,431	0,506	0,565	0,613	0,655	0,691	0,725
$0,49 : \sqrt[3]{p_s - 1,02} =$		1,138	0,968	0,867	0,799	0,748	0,709	0,676
$nD = 80$	$80^{2/3} = 18,6$	$\sigma\% = 21,2$	18,0	16,1	14,9	13,9	13,2	12,6
$nD = 120$	$120^{2/3} = 24,4$	$\sigma\% = 27,8$	23,6	21,2	19,5	18,3	17,3	16,5
$nD = 160$	$160^{2/3} = 29,5$	$\sigma\% = 33,5$	28,6	25,6	23,6	22,1	20,9	19,9
$nD = 200$	$200^{2/3} = 34,2$	$\sigma\% = 38,9$	33,1	29,7	27,3	25,6	24,3	23,1
$p_p =$		0,1865	0,303	0,419	0,536	0,652	0,769	0,885
$\text{или } \approx$		0,19	0,30	0,42	0,54	0,65	0,77	0,89

Для расчета выхлопа при $nD = 80$ имеем предварительно при $v_a \mu_a = 0,208$

$$\frac{nD}{v_a \mu_a} = \frac{80}{0,208} = 385; \quad 0,4 \lg 385 = 0,4 \cdot 2,585 = 1,034; \quad \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} = 10,83.$$

Следовательно,

$$\Delta = 0,6 \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} m_a = 0,6 \cdot 10,83 m_a = 6,5 [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2].$$

Таблица 61

Вычисление Δ и ψ при $nD = 80$

$p_s, \text{ атм} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$\sigma\% =$	21,2	18,0	16,1	14,9	13,9	13,2	12,6
$20 - \sigma =$	—1,2	2,0	3,9	5,1	6,1	6,8	7,4
$(20 - \sigma)^2 =$	1,44	4,0	15,2	26	37,2	46,2	54,8
$0,0004 (20 - \sigma)^2 =$	0,000575	0,0016	0,00608	0,0104	0,0148	0,0184	0,0219
$m_a =$	1,039	1,038	1,034	1,030	1,025	1,022	1,018
$\Delta\%$	6,75	6,75	6,72	6,69	6,66	6,64	6,61
$\psi\%$	27,95	24,75	22,8	21,6	20,55	19,85	19,2

Таблица 62

Вычисление p_i и p_s при $nD = 80$

$p_s, \text{ атм} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$1 - x_\psi =$	0,7205	0,7525	0,772	0,784	0,7945	0,8015	0,808
$7,5 (1 - x_\psi) =$	5,40	5,64	5,79	5,88	5,95	6,01	6,06
$x_\Delta \approx$	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
$p_i = 7,5 (1 - x_\psi) + x_\Delta =$	5,47	5,71	5,86	5,95	6,02	6,08	6,13
$p_p =$	0,19	0,30	0,42	0,54	0,65	0,77	0,89
$p_r =$	$0,0783 \sqrt{nD} = 0,0783 \sqrt{80} = 0,70 \text{ атм}$						
$p_s = p_i - (p_p + p_r) =$	4,58	4,71	4,74	4,71	4,67	4,61	4,54

По данным этих таблиц строим график фиг. 63, из которого находим $(p_e)_{\max} = 4,74 \text{ ат}$ при $\sigma = 16,5\%$ и $p_s = 1,19 \text{ ата}$.

Оценивая (табл. 61) $\Delta = 6,7\%$, получаем

$$\psi = \sigma + \Delta = 16,5 + 6,7 = 23,2\%.$$

Так как $p_s - p_i = 1,19 - 1,02 = 0,17$, то

$$p_p = 2,33 (p_s - p_i) = 2,33 \cdot 0,17 = 0,396 \approx 0,40 \text{ ат}.$$

Для расчета выхлопа при $nD = 120$ имеем предварительно, при $v_a \mu_a = 0,208$,

$$\frac{nD}{v_a \mu_a} = \frac{120}{0,208} = 577; \quad 0,4 \lg 577 = 0,4 \cdot 2,761 = 1,104; \quad \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} = 12,70.$$

Следовательно,

$$\Delta = 0,6 \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} m_s = 0,6 \cdot 12,7 m_s = 7,61 [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2].$$

Таблица 63

Вычисление Δ и ψ при $nD = 120$

$p_s \text{ ата} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$\sigma\% =$	27,8	23,6	21,2	19,5	18,3	17,3	16,5
$20 - \sigma =$	7,8	3,6	1,2	0,5	1,7	2,7	3,5
$(20 - \sigma)^2 =$	61	13	1,44	0,25	2,89	7,3	12,25
$0,0004(20 - \sigma)^2 =$	0,0244	0,0052	0,00058	0,00010	0,00115	0,00291	0,0049
$m_s =$	1,016	1,035	1,039	1,040	1,039	1,037	1,035
$\Delta\% =$	7,74	7,88	7,91	7,92	7,91	7,90	7,88
$\psi\% =$	35,49	31,48	29,11	27,42	26,16	25,2	24,38
или $\approx$	35,5	31,5	29,1	27,4	26,2	25,2	24,4

Таблица 64

Вычисление p_i и p_p при $nD = 120$

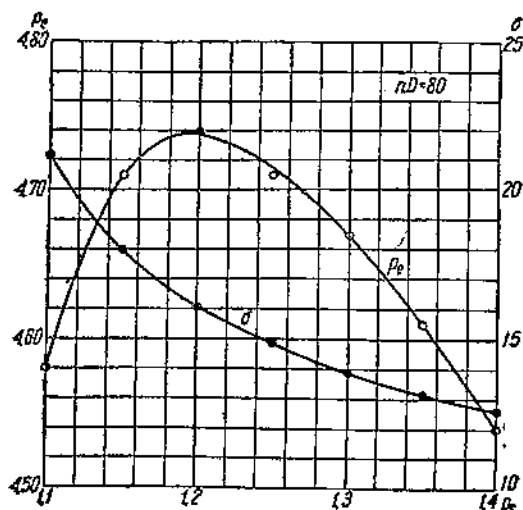
$p_s \text{ ата} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$1 - x_\psi =$	0,645	0,685	0,709	0,726	0,738	0,748	0,756
$7,5(1 - x_\psi) =$	4,84	5,14	5,32	5,44	5,53	5,61	5,67
$x_\Delta \approx$	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
$p_i = 7,5(1 - x_\psi) + x_\Delta =$	4,91	5,22	5,40	5,52	5,61	5,69	5,75
$p_p =$	0,19	0,30	0,42	0,54	0,65	0,77	0,89
$p_r =$	$0,0783 \sqrt{nD} = 0,0783 \sqrt{120} = 0,858 \approx 0,86 \text{ ат}$						
$p_p + p_r =$	1,05	1,16	1,28	1,40	1,51	1,63	1,75
$p_e = p_s - (p_p + p_r) =$	3,86	4,06	4,12	4,12	4,10	4,06	4,00

По данным этих таблиц строим график фиг. 64, из которого находим $(p_e)_{\max} = 4,125 \text{ ат}$ при $\sigma = 20,2\%$ и $p_s = 1,23 \text{ ата}$. Оценивая (табл. 63) $\Delta = 7,9\%$, получаем

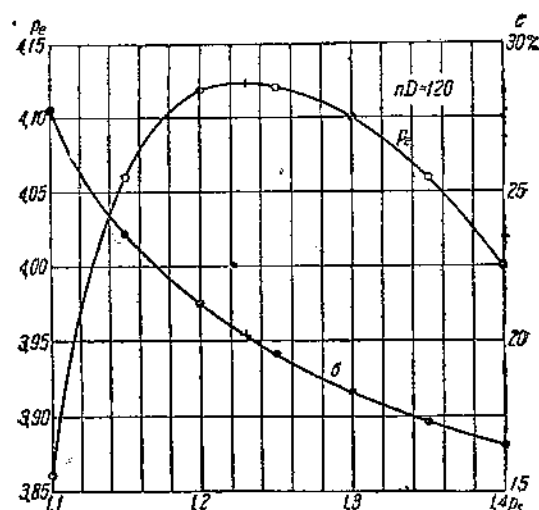
$$\psi = \sigma + \Delta = 20,2 + 7,9 = 28,1\%.$$

Так как $p_s - p_i = 1,23 - 1,02 = 0,21$, то

$$p_p = 2,33 (p_s - p_i) = 2,33 \cdot 0,21 = 0,488 \approx 0,49 \text{ ат}.$$



Фиг. 63.



Фиг. 64.

Для расчета выхлопа при $nD = 160$ имеем предварительно, при $v_a \mu_a = 0,208$,

$$\frac{nD}{v_a \mu_a} = \frac{160}{0,208} = 769; \quad 0,4 \lg 769 = 0,4 \cdot 2,886 = 1,155; \quad \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} = 14,30.$$

Следовательно,

$$\Delta = 0,6 \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} m_a = 0,6 \cdot 14,3 m_a = 8,57 [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2].$$

Вычисление Δ и ψ при $nD = 160$

Таблица 65

$p_a \text{ атм} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$\sigma\% =$	33,5	28,6	25,6	23,6	22,1	20,9	19,9
$20 - \sigma =$	-13,5	-8,6	-5,6	-3,6	-2,1	-0,9	0,1
$(20 - \sigma)^2 =$	182	74	31,4	13	4,4	0,8	0,01
$0,0004(20 - \sigma)^2 =$	0,0727	0,0296	0,0126	0,0052	0,00176	0,00032	0
$m_a =$	0,967	1,010	1,027	1,035	1,038	1,040	1,040
$\Delta\% =$	8,28	8,66	8,80	8,87	8,89	8,91	8,91
$\psi\% =$	41,78	37,26	34,40	32,47	30,99	29,81	28,81
или $\approx$	41,8	37,3	34,4	32,5	31,0	29,8	28,8

Вычисление p_t и p_e при $nD = 160$

Таблица 66

$p_a \text{ атм} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$1 - x_\psi =$	0,582	0,627	0,656	0,675	0,690	0,702	0,712
$7,5(1 - x_\psi) =$	4,36	4,70	4,92	5,06	5,18	5,26	5,34
$x_\Delta =$	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
$p_t = 7,5(1 - x_\psi) + x_\Delta =$	4,44	4,79	5,01	5,15	5,27	5,35	5,43
$p_p =$	0,19	0,30	0,42	0,54	0,65	0,77	0,89
$p_r =$	$0,0783 \sqrt{nD} = 0,0783 \sqrt{160} = 0,99 \text{ атм}$						
$p_e = p_t - p_p + p_r =$	1,18	1,29	1,41	1,53	1,64	1,76	1,88
$p_e = p_t - (p_p + p_r) =$	3,26	3,50	3,60	3,62	3,63	3,59	3,55

По данным этих таблиц строим график фиг. 65, из которого находим $(p_s)_{\max} = 3,63 \text{ ат}$ при $\sigma = 23,3\%$ и $p_s = 1,26 \text{ ата}$.
Оценивая (табл. 65) $\Delta = 8,9\%$, получаем

$$\psi = \sigma + \Delta = 23,3 + 8,9 = 32,2\%.$$

Так как $p_s - p_i = 1,26 - 1,02 = 0,24$, то

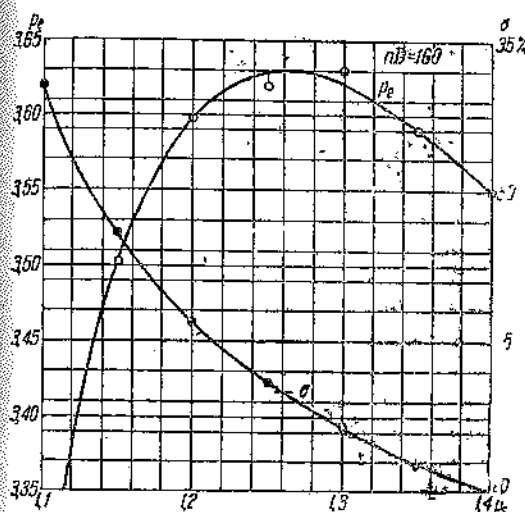
$$p_p = 2,33(p_s - p_i) = 2,33 \cdot 0,24 = 0,558 \approx 0,56 \text{ ат}.$$

Для расчета выхлопа при $nD = 200$ имеем предварительно, при $v_a \mu_a = 0,208$,

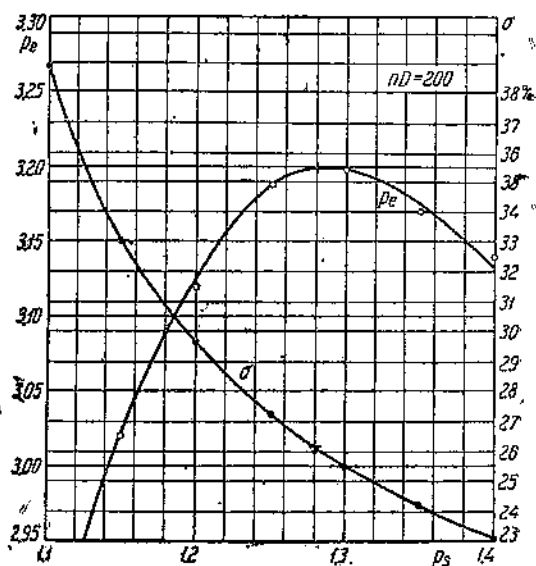
$$\frac{nD}{v_a \mu_a} = \frac{200}{0,208} = 962; \quad 0,4 \lg 962 = 0,4 \cdot 2,983 = 1,193; \quad \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} = 15,60.$$

Следовательно,

$$\Delta = 0,6 \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} m_\sigma = 0,6 \cdot 15,6 m_\sigma = 9,35 [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2].$$



Фиг. 65.



Фиг. 66.

Таблица 67

Вычисление Δ и ψ при $nD=200$

$p_s \text{ ата} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$\sigma\% =$	38,9	33,1	29,7	27,3	25,6	24,3	23,1
$20 - \sigma =$	18,9	13,1	9,7	7,3	5,6	4,8	3,1
$(20 - \sigma)^2 =$	357	172	94	53,2	31,4	18,5	9,6
$0,0004 (20 - \sigma)^2 =$	0,1128	0,0687	0,0376	0,0213	0,01255	0,00739	0,00384
$m_\sigma =$	0,927	0,971	1,002	1,019	1,027	1,033	1,036
$\Delta\% =$	8,66	9,08	9,38	9,53	9,61	9,67	9,70
$\psi\% =$	47,56	42,18	39,08	36,83	35,21	33,97	32,80
или ψ	47,6	42,2	39,1	36,8	35,2	34,0	32,8

Вычисление p_i и p_e при $nD = 200$

$p_s \text{ атм} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$1 - x_\phi =$	0,524	0,578	0,609	0,632	0,648	0,660	0,672
$7,5 (1 - x_\phi) =$	3,93	4,34	4,56	4,74	4,86	4,95	5,04
$x_\Delta \approx$	0,09	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10
$p_i = 7,5 (1 - x_\phi) + x_\Delta =$	4,02	4,43	4,65	4,84	4,96	5,05	5,14
$p_p =$	0,19	0,30	0,42	0,54	0,65	0,77	0,89
$p_r =$	$0,0783 \sqrt{nD} = 0,0783 \sqrt{200} = 1,107 \approx 1,11 \text{ ат}$						
$p_e = p_i - \frac{p_p + p_r}{2} =$	1,30	1,41	1,53	1,65	1,76	1,88	2,00
	2,72	3,02	3,12	3,19	3,20	3,17	3,14

По данным этих таблиц строим график фиг. 66, из которого находим:

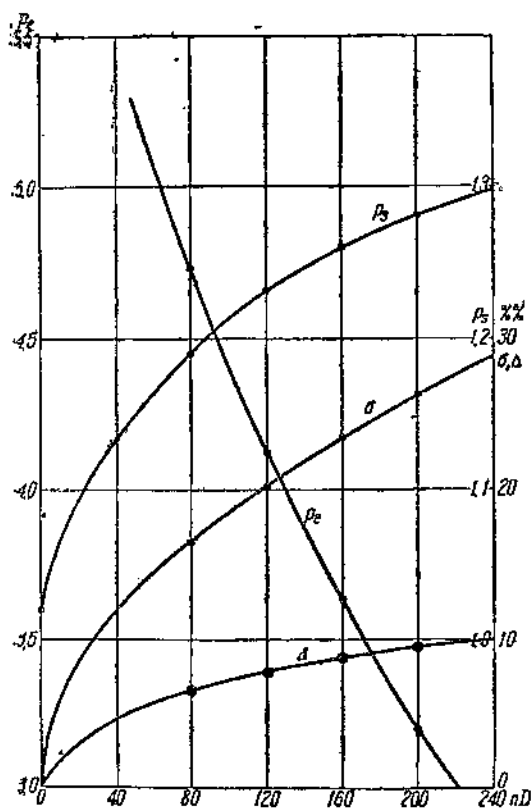
$$(p_e)_{\max} = 3,20 \text{ ат при } \sigma = 26,2\% \text{ и } p_s = 1,28 \text{ ат.}$$

Оценивая (табл. 67) $\Delta = 9,6\%$, получаем

$$\psi = \sigma + \Delta = 26,2 + 9,6 = 35,8\%.$$

Так как $p_s - p_i = 1,28 - 1,02 = 0,26$, то

$$p_p = 2,33 (p_s - p_i) = 2,33 \cdot 0,26 = 0,597 \approx 0,60 \text{ ат.}$$



Фиг. 67.

Полученные в предыдущих подсчетах для $nD = 80; 120; 160$ и 200 результаты могут быть представлены следующей сводной таблицей.

Таблица 69

Наивыгоднейшие размеры окон и давления

$nD =$	80	120	160	200
$\sigma\% =$	16,5	20,2	23,3	26,2
$\Delta\% =$	6,7	7,9	8,9	9,6
$\psi\% =$	23,2	28,1	32,2	35,8
$p_s \text{ атм} =$	1,19	1,23	1,26	1,28
$p_e \text{ ат} =$	4,74	4,125	3,63	3,20

На фиг. 67 дано графическое изображение функциональной зависимости величин σ , Δ , p_s и p_e от степени быстроходности двигателя nD при наивыгоднейших условиях продувки. Этим графиком удобно пользоваться для промежуточных значений nD , не содержащихся в табл. 69.

Не представляет труда подобрать эмпирического вида формулы для главных из числа интересующих нас величин в зависимости от степени

быстроходности, при наивыгоднейших условиях продувки. Табл. 70 является вспомогательной для получения этих формул для величин σ , ψ и Δ .

Таблица 70

$nD =$	80	120	160	200
$\sqrt{nD} =$	8,94	10,96	12,65	14,15
$\sigma\% =$	16,5	20,2	23,3	26,2
$\sigma : \sqrt{nD} =$	1,847	1,845	1,848	1,854
$\psi\% =$	23,2	28,1	32,2	35,8
$\psi : \sqrt{nD} =$	2,59	2,57	2,55	2,53

На основании этой таблицы можно принять для наивыгоднейших условий следующие зависимости:

$$\sigma\% = 1,85 \sqrt{nD}; \quad (10)$$

$$\psi\% = (2,63 - 0,0005 nD) \sqrt{nD}. \quad (11)$$

А поэтому

$$\Delta\% = \psi\% - \sigma\% = (0,78 - 0,0005 nD) \sqrt{nD}. \quad (12)$$

Проверка точности ф-л (10), (11) и (12) дана в табл. 71.

Таблица 71

$nD =$	80	120	160	200
$\sqrt{nD} =$	8,94	10,96	12,65	14,15
ф-ла (10) $1,85 \sqrt{nD} =$	16,5	20,2	23,4	26,1
вместо $\sigma\% =$	16,5	20,2	23,3	26,2
ф-ла (11) $\{ 2,63 - 0,0005 nD \} \sqrt{nD} =$	2,59	2,57	2,55	2,53
$\{ (2,63 - 0,0005 nD) \sqrt{nD} =$	23,2	28,2	32,2	35,8
вместо $\psi\% =$	23,2	28,1	32,2	35,8
ф-ла (12) $\{ 0,78 - 0,0005 nD \} \sqrt{nD} =$	0,74	0,72	0,70	0,63
$\{ (0,78 - 0,0005 nD) \sqrt{nD} =$	6,6	7,9	8,85	9,6
вместо $\Delta\% =$	6,7	7,9	8,9	9,6

Табл. 71 говорит об очень хорошей точности эмпирических ф-л (10), (11) и (12).

Для ориентировочных подсчетов ф-лы (11) и (12) могут быть подвергнуты еще дальнейшему упрощению, а именно можно принять

$$\psi\% = 2,55 \sqrt{nD}; \quad (13)$$

$$\Delta\% = 0,7 \sqrt{nD}. \quad (14)$$

Проверка точности ф-л (13) и (14) дана в табл. 72.

Таблица 72

$nD =$	80	120	160	200
ф-ла (13) $2,55 \sqrt{nD} =$	22,8	28,0	32,2	36,0
вместо $\psi\% =$	23,2	28,1	32,2	35,8
ф-ла (14) $0,7 \sqrt{nD} =$	6,25	7,67	8,85	9,90
вместо $\Delta\% =$	6,7	7,9	8,9	9,6

Табл. 72 говорит о допустимости пользования также и ф-лами (13) и (14) во всех случаях, не требующих большой точности, но требующих простоты решения (см., например, ниже).

Легко могут быть получены также формулы для давления продувочного воздуха в ресивере p_s и для сопротивления продувочного насоса p_p . В самом деле, составив вспомогательную табл. 73,

Таблица 73

Вспомогательная таблица для вывода приближенных формул p_s и p_p

$nD =$	80	120	160	200
$\sqrt{nD} =$	8,94	10,96	12,65	14,15
$p_s - p_i =$	0,17	0,21	0,24	0,26
$(p_s - p_i) : \sqrt{nD} =$	0,019	0,0192	0,019	0,0184

мы можем на основании ее принять

$$p_s - p_i = 0,019 \sqrt{nD}, \quad (15)$$

$$p_s = 0,019 \sqrt{nD} + p_i. \quad (15')$$

Иначе, принимая во внимание, что по ф-ле (10)

$$\sigma\% = 1,85 \sqrt{nD},$$

имеем

$$\frac{\sigma\%}{p_s - p_i} = \frac{1,85}{0,019} = 97,5,$$

откуда

$$p_s - p_i = \frac{\sigma\%}{97,5}. \quad (16)$$

Для сопротивления продувочного насоса, беря по ф-ле (7)

$$p_p = 2,33 (p_s - p_i),$$

находим

$$p_p = 2,33 \cdot 0,019 \sqrt{nD} = 0,0442 \sqrt{nD}. \quad (17)$$

Проверка точности ф-л (15) и (17) сделана в табл. 74

Таблица 74

$nD =$	80	120	160	200
$\sqrt{nD} =$	8,94	10,96	12,65	14,15
ф-ла (15) $0,019 \sqrt{nD} =$	0,170	0,208	0,240	0,266
вместо $(p_s - p_i) =$	0,17	0,21	0,24	0,26
ф-ла (17) $0,0442 \sqrt{nD} =$	0,395	0,485	0,559	0,625
вместо $p_p =$	$0,396 \approx 0,40$	$0,488 \approx 0,49$	$0,558 \approx 0,56$	$0,597 \approx 0,60$

Табл. 74 подтверждает вполне достаточную точность ф-л (15) и (17) для практического применения.

Переходим далее к выводу формул для среднего индикаторного давления p_i и для среднего эффективного давления p_e , опять в предположении наличия наимыгоднейших условий продувки.

Так как среднее индикаторное давление по ф-лам (5) и (5')

$$p_i = 7,5 (1 - x_\phi) + x_\lambda = 7,5 - 6,5 x_\phi - x_\sigma,$$

то при

$$\phi\% = (2,63 - 0,0005 nD) \sqrt{nD} \quad (11)$$

и

$$\sigma\% = 1,85 \sqrt{nD} \quad (10)$$

имеем

$$\begin{aligned} p_i &= 7,5 - 0,171 \sqrt{nD} + 0,0000325 nD \sqrt{nD} - 0,0185 \sqrt{nD} = \\ &= 7,5 - 0,1895 \sqrt{nD} + 0,0000325 nD \sqrt{nD} = \\ &= 7,5 - (0,1895 - 0,0000325 nD) \sqrt{nD}. \end{aligned} \quad (18)$$

Среднее эффективное давление по ф-ле (6)

$$p_e = p_i - (p_p + p_r),$$

причем по ф-лам (17) и (8)

$$\begin{aligned} p_p &= 0,0442 \sqrt{nD}; \\ p_r &= 0,0783 \sqrt{nD}; \end{aligned}$$

следовательно

$$p_p + p_r = 0,1225 \sqrt{nD}; \quad (19)$$

$$\begin{aligned} p_e &= p_i - 0,1225 \sqrt{nD} = 7,5 - (0,1895 - 0,0000325 nD) \sqrt{nD} - 0,1225 \sqrt{nD} = \\ &= 7,5 - (0,312 - 0,0000325 nD) \sqrt{nD}. \end{aligned} \quad (20)$$

В табл. 75 дана проверка ф-л (18), (19) и (20).

Таблица 75

$nD =$	80	120	160	200
$\sqrt{nD} =$	8,94	10,96	12,65	14,15
ф-ла (19) $0,1225 \sqrt{nD} =$	1,094	1,342	1,550	1,730
вместо $p_p + p_r =$	1,10	1,35	1,55	1,71
по ф-ле (20) $=$	4,74	4,13	3,62	3,20
вместо $p_e =$	4,74	4,125	3,63	3,20
по ф-ле (18) $=$	5,83	5,47	5,17	4,93
вместо $p_i =$	5,83	5,48	5,17	4,91

Весьма хорошие результаты, обнаруживаемые табл. 75, позволяют пойти на дальнейшие упрощения формул для p_i и p_e . Если для ϕ вместо ф-лы (11) применить упрощенную ф-лу (13)

$$\phi\% = 2,55 \sqrt{nD},$$

сохраняя для $\sigma\%$ ф-лу (10), то для среднего индикаторного давления последовательно находим

$$\begin{aligned} p_i &= 7,5 - 6,5 x_\phi - x_\sigma = 7,5 - 6,5 \cdot 0,0255 \sqrt{nD} - 0,0185 \sqrt{nD} = \\ &= 7,5 - 0,1841 \sqrt{nD}. \end{aligned} \quad (21)$$

Следовательно, для среднего эффективного давления соответственно будем иметь

$$p_e = p_i - (p_p + p_r) = 7,5 - 0,1841 \sqrt{nD} - 0,1225 \sqrt{nD} = 7,5 - 0,3066 \sqrt{nD}. \quad (22)$$

Степень точности ф-л (21) и (22) характеризуется табл. 76.

Таблица 76

$nD =$	80	120	160	200
$\sqrt{nD} =$	8,94	10,96	12,65	14,15
ф-ла (21) $7,5 - 0,184 \sqrt{nD} =$	5,855	5,48	5,17	4,90
вместо $p_i =$	5,83	5,48	5,17	4,91
ф-ла (22) $7,5 - 0,3066 \sqrt{nD} =$	4,76	4,14	3,62	3,16
вместо $p_e =$	4,74	4,125	3,63	3,20

Как показывает табл. 76, приближенные ф-лы (21) и (22) имеют вполне удовлетворительную практическую точность.

Формулы для p_i и p_e приводят нас к формулам для механического коэффициента полезного действия, при наивыгоднейших условиях продувки, а именно по более точным ф-лам (19) и (18) мы получаем

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - (p_s + p_r)}{p_i} = 1 - \frac{p_s + p_r}{p_i} = 1 - \frac{0,1225 \sqrt{nD}}{7,5 - (0,1895 - 0,0000325 nD) \sqrt{nD}}, \quad (23)$$

а по приближенным, применяя ф-лу (21) вместо ф-лы (18), будем иметь

$$\eta_m = 1 - \frac{0,1225 \sqrt{nD}}{7,5 - 0,1841 \sqrt{nD}}. \quad (24)$$

Табл. 77 показывает степень точности этих формул.

Таблица 77

Проверка формул для механического коэффициента полезного действия при наивыгоднейших условиях продувки

$nD =$	80	120	160	200
по ф-ле (23) =	0,813	0,755	0,700	0,650
по ф-ле (24) =	0,813	0,755	0,700	0,645
вместо $\eta_m =$	0,813	0,753	0,702	0,652

Табл. 77 подтверждает хорошую точность ф-лы (23) и достаточно удовлетворительную точность ф-лы (24).

Перейдем к вопросу о зависимости p_i и p_e от ψ при наивыгоднейших условиях продувки. Так как по ф-ле (21)

$$p_i = 7,5 - 0,1841 \sqrt{nD},$$

а по ф-ле (13)

$$\psi\% = 2,55 \sqrt{nD},$$

то

$$p_i = 7,5 - 0,0722 \cdot 2,55 \sqrt{nD} = 7,5 - 0,0722 \psi\% = 7,5 - 7,22 x_\psi. \quad (25)$$

Подобным образом по ф-ле (22)

$$\begin{aligned} p_e &= 7,5 - 0,3066 \sqrt{nD} = 7,5 - 0,1203 \cdot 2,55 \sqrt{nD} = \\ &= 7,5 - 0,1203 \psi\% = 7,5 - 12,03 x_\psi. \end{aligned} \quad (26)$$

Выведем формулу для литровой мощности цилиндра при наивыгоднейших условиях продувки. Для двухтактных двигателей, беря среднее эффективное

давление P_e в кг/м^2 или p_e в кг/см^2 , а рабочий объем цилиндра V_h в л , имеем (см. "Тепловой расчет" автора, стр. 88)

$$N_e \text{ л. с.} = \frac{P_e n}{60 \cdot 75} V_h$$

откуда

$$\frac{N_e}{V_h} = \frac{P_e n}{4500} = \frac{p_e n}{0,45}$$

Следовательно, литровая мощность цилиндра

$$N_l = \frac{1}{1000} \left(\frac{N_e}{V_h} \right) = \frac{p_e n}{450} \quad (27)$$

Подставляя сюда из приближенной ф-лы (22)

$$p_e = 7,5 - 0,3066 \sqrt{nD},$$

имеем окончательно

$$N_l = \frac{n}{450} (7,5 - 0,3066 \sqrt{nD}). \quad (28)$$

При сравнении петлевой продувки с другими типами, например с поперечной или с прямоточной, важно подчеркнуть возможность применения неодинаковых наибольших отношений $k = \frac{S}{D}$ в каждом типе (так, например, при петлевой продувке можно принять в среднем k около 1,8, в то время как при поперечной продувке допустимы лишь значительно более умеренные отношения k около 1,4). С указанной точки зрения более показательной, чем N_l , является мощность, отнесенная к D^2 (пропорциональная мощности, приходящейся на единицу проекции площади поперечного сечения цилиндра). Соответствующая формула получится следующим образом.

Так как для двухтактных двигателей, при P_e в кг/м^2 или p_e в кг/см^2 , при D и S в м и обозначая $k = \frac{S}{D}$, имеем

$$N_e = P_e \frac{n D^2}{4} \frac{S n}{60 \cdot 75},$$

то

$$\frac{N_e}{D^2} = \frac{\pi}{4} P_e \frac{S n}{60 \cdot 75} = \frac{\pi}{4 \cdot 60 \cdot 75} P_e k (nD) = \frac{\pi 10^4}{4 \cdot 60 \cdot 75} p_e k (nD) = \frac{p_e k (nD)}{0,574}. \quad (29)$$

Подставляя сюда приближенное выражение

$$p_e = 7,5 - 0,3066 \sqrt{nD}, \quad (22)$$

находим

$$\frac{N_e}{D^2} = \frac{k}{0,574} (7,5 - 0,3066 \sqrt{nD}) nD. \quad (30)$$

Для петлевой продувки можно принять за наиболее характерное значение $k = 1,8$. Поэтому окончательно получаем

$$\frac{N_e}{D^2} = 3,14 (7,5 - 0,3066 \sqrt{nD}) nD = (23,6 - 0,963 \sqrt{nD}) nD. \quad (31)$$

Нетрудно отыскать условие $\left(\frac{N_e}{D^2} \right)_{\max}$, дифференцируя произведение

$$(7,5 - 0,3066 \sqrt{nD}) nD,$$

откуда находим последовательно

$$-\frac{0,3066 nD}{2 \sqrt{nD}} + 7,5 - 0,3066 \sqrt{nD} = 0;$$

$$-0,1533 \sqrt{nD} + 7,5 - 0,3066 \sqrt{nD} = 0; \quad 0,4599 \sqrt{nD} = 7,5;$$

$$\sqrt{nD} = \frac{7,5}{0,4599} = 16,3.$$

Поэтому $nD = 266$;

$$p_e = 7,5 - 0,3066 \cdot 16,3 = 2,5 \text{ ат};$$

$$\left(\frac{N_e}{D^2}\right)_{\max} = 3,14 \cdot 2,5 \cdot 266 = 2085.$$

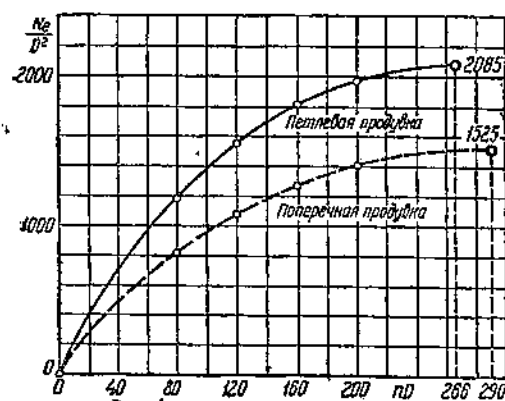
Зависимость $\frac{N_e}{D^2}$ для различных nD характеризуется табл. 78 и графиком фиг. 68.

Таблица 78

Мощности $\frac{N_e}{D^2}$						
$nD =$		80	120	160	200	266
ф-ла (22) $p_e =$		4,76	4,14	3,62	3,16	2,50
ф-ла (31) $\frac{N_e}{D^2} =$		1193	1559	1815	1982	2085

Из этой таблицы видно, что при неосуществимом по динамическим причинам $nD = 266$ мы получили бы против $nD = 200$ возрастание приходящейся на единицу проекции поперечного сечения цилиндра мощности всего лишь в

$$\frac{2085}{1982} = 1,05 \text{ раза.}$$



Фиг. 68.

Покажем на нескольких примерах применение формул, данных на последних страницах.

Пример 1. Для бескомпрессорного двигателя с петлевой продувкой при $D = 200$ мм и $n = 1000$ оборотов в минуту эффективная литровая мощность $N_l = 6,9$ л. с./л. Вычислить имеющийся запас мощности.

Решение. По ф-ле (22) достижимое при наивыгоднейших условиях продувки среднее эффективное давление (отмечаемое звездочкой)

$$p_e^* = 7,5 - 0,3066 \sqrt{nD} = 7,5 - 0,3066 \sqrt{160} = 3,16,$$

а по ф-ле (27) действительное

$$p_e = 450 \frac{N_l}{n} = 450 \frac{6,9}{1000} = 3,10;$$

следовательно, запас мощности

$$p_e^* : p_e = 3,16 : 3,10 = 1,02 \text{ или } + 2\%.$$

Можно было бы решение провести несколько иначе. По ф-ле (28) достижимая литровая мощность (также отмечаемая звездочкой)

$$N_i^* = \frac{n}{450} (7,5 - 0,3066 \sqrt{nD}) = \frac{1000}{450} 3,16 = 7,03 \text{ л.с./л.};$$

следовательно, запас мощности

$$N_i^* : N_i = 7,03 : 6,9 = 1,02 \text{ или } +2\%.$$

Пример 2. Для бескомпрессорного дизеля с петлевой продувкой при $N_e = 80 \text{ л.с.}$, $nD = 200$ и $k = \frac{S}{D} = 1,8$ найти D , S , n , ψ , σ , p_s .

Решение. По ф-ле (31) нетрудно получить

$$D = \sqrt{\frac{N_e}{(23,6 - 0,963 \sqrt{nD}) nD}} = \sqrt{\frac{80}{(23,6 - 0,963 \sqrt{200}) 200}} = \sqrt{\frac{80}{(23,6 - 13,6) 200}} = \sqrt{0,0400} = 0,200 \text{ м} = 200 \text{ мм};$$

$$S = kD = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ мм};$$

$$n = \frac{(nD)}{D} = \frac{200}{0,2} = 1000 \text{ об/мин.}$$

$$\psi = 2,55 \sqrt{nD} = 36\%; \quad \sigma = 1,85 \sqrt{nD} = 26,2\%;$$

$$p_s = 0,019 \sqrt{nD} + p_i = 0,268 + 1,02 = 1,29 \text{ атм.}$$

Пример 3. По данным N_e , D , S и n для трех бескомпрессорных дизелей с петлевой продувкой (табл. 79) вычислить достижимые литровые мощности

N_i^* и $\frac{N_e^*}{D^2}$ и сравнить с соответствующими действительными.

Таблица 79

$N_e \text{ л.с.} =$	10	25	40
$D \text{ мм} =$	80	150	210
$S \text{ мм} =$	145	270	340
$n \text{ об/мин} =$	2000	500	375
$nD =$	160	75	78,6
$p_s^* =$	3,62	4,85	4,78
$N_i^* =$	16,1	5,37	3,99
$V_i^* =$	0,73	4,76	11,8
$N_i^* =$	13,7	5,25	3,39
$N_i^* : N_i =$	1,176	1,023	1,177
$N_e^* : D^2 =$	1815	1142	1180
$k = \frac{S}{D} =$	1,815	1,80	1,62
$\frac{k}{1,8} \left(\frac{N_e^*}{D^2} \right) =$	1830	1142	1062
$\frac{N_e^*}{D^2} =$	1562	1113	907
$\frac{k}{1,8} \frac{N_e^*}{D^2} : \frac{N_e}{D^2} =$	1,173	1,025	1,172

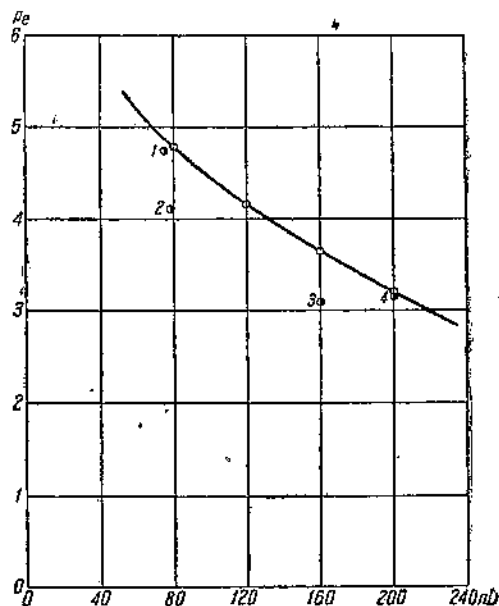
Пример 4. Для данных четырех бескомпрессорных дизелей с петлевой продувкой требуется графически сопоставить фактические средние эффективные давления с достижимыми по ф-ле (20).

Дано: двигатели №	1	2	3	4
Диаметр цилиндра D в м	0,15	0,21	0,08	0,2
Число об/мин. n	500	375	2000	1000
Ход поршня S в м	0,27	0,34	0,145	0,36
Эф. мощность N_e в л. с.	25	40	10	78

Решение.

$D^2 =$	0,0225	0,0441	0,0064	0,04
$nD =$	75	78,6	160	200
$k = \frac{S}{D} =$	1,80	1,62	1,815	1,8
по ф-ле (29) $p_e = \frac{0,574 N_e}{k(nD)D^2} =$	4,72	4,07	3,10	3,11
по ф-ле (20) $p_e^* = 7,5 -$ $-(0,312 - 0,0000325 nD) \sqrt{nD} =$	4,82	4,76	3,62	3,19

График дан на фиг. 69



Фиг. 69.

ДОБАВЛЕНИЕ ПЕРВОЕ

ВЫВОД РАСЧЕТНЫХ ФОРМУЛ ПРИ ПОНИЖЕННОМ $ip_{i0} = 7 \text{ ат}$

В предыдущем для бескомпрессорных дизелей с петлевой продувкой было принято максимальное значение среднего индикаторного давления для рабочей части индикаторной диаграммы $ip_{i0} = 7,5 \text{ ат}$. Тем же приемом можно расчет повторить для произвольного значения ip_{i0} , каковое может быть признано более отвечающим той или иной конструкции двигателя. Не повторяя промежуточных вычислений, приведем здесь некоторые конечные результаты, полученные в предположении $ip_{i0} = 7 \text{ ат}$. Весьма важно, что тип полученных конечных формул остается без изменения прежним.

Ф-лы (5) и (5') получают вид

$$p_i = 7(1 - x_\phi) + x_A; \quad (5)$$

$$p_i = 7 - 6x_\phi - x_A. \quad (5')$$

Для $ip_{10} = 7 \text{ ат}$ при $nD = 80$ получаем табл. 62 bis.

Таблица 62bis

$p_s \text{ ата} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$p_e =$	4,22	4,33	4,36	4,32	4,28	4,21	4,13
вместо	4,58	4,71	4,74	4,71	4,67	4,61	4,54
уменьшение	0,36	0,38	0,38	0,39	0,39	0,40	0,41

Медленная изменяемость разности $(p_e)_{1,5} - (p_e)_1$ позволяет для точки $(p_e)_{\max}$ сохранить без изменения прежде найденные значения $\sigma = 16,5\%$ и $p_s = 1,19 \text{ ата}$, а также $\Delta = 6,7\%$, $\psi = 23,2\%$ и $p_p = 0,40 \text{ ат}$. Вместо же прежнего $(p_e)_{\max} = 4,74$ можно принять $(p_e)_{\max} = 4,74 - 0,38 = 4,36 \text{ ат}$.

Для $ip_{10} = 7 \text{ ат}$ при $nD = 120$ получаем табл. 64 bis.

Таблица 64bis

$p_s \text{ ата} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$p_e =$	3,54	3,71	3,76	3,76	3,73	3,69	3,62
вместо	3,86	4,06	4,12	4,12	4,10	4,06	4,00
уменьшение	0,32	0,35	0,36	0,36	0,37	0,37	0,38

По тем же причинам для точки $(p_e)_{\max}$ сохраняем прежнее значение $\sigma = 20,2\%$ и $p_s = 1,23 \text{ ата}$, а также $\Delta = 7,9\%$, $\psi = 28,1\%$ и $p_p = 0,49 \text{ ат}$. Вместо же прежнего $(p_e)_{\max} = 4,125$ можно принять $(p_e)_{\max} = 4,125 - 0,36 = 3,765 \text{ ат}$.

Для $ip_{10} = 7 \text{ ат}$ при $nD = 160$ получаем табл. 66 bis.

Таблица 66bis

$p_s \text{ ата} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$p_e =$	2,98	3,19	3,27	3,28	3,28	3,24	3,19
вместо	3,26	3,50	3,60	3,62	3,63	3,59	3,55
уменьшение	0,28	0,31	0,33	0,34	0,35	0,35	0,36

Сохраняем для точки $(p_e)_{\max}$ прежние значения $\sigma = 23,3\%$ и $p_s = 1,26 \text{ ата}$, а также $\Delta = 8,9\%$, $\psi = 32,2\%$ и $p_p = 0,56 \text{ ат}$. Вместо же прежнего $(p_e)_{\max} = 3,63$ можно принять $(p_e)_{\max} = 3,63 - 0,34 = 3,29 \text{ ат}$.

Для $ip_{10} = 7 \text{ ат}$ при $nD = 200$ получаем табл. 68 bis.

Таблица 68bis

$p_s \text{ ата} =$	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$p_e =$	2,45	2,73	2,82	2,87	2,87	2,84	2,80
вместо	2,72	3,02	3,12	3,19	3,20	3,17	3,14
уменьшение	0,27	0,29	0,30	0,32	0,33	0,33	0,34

Сохраняем для точки $(p_e)_{\max}$ прежние значения $\sigma = 26,2\%$ и $p_s = 1,28 \text{ ата}$, а также $\Delta = 9,6\%$, $\psi = 35,8\%$ и $p_p = 0,60 \text{ ат}$. Вместо же прежнего $(p_e)_{\max} = 3,20$ можно принять $(p_e)_{\max} = 3,20 - 0,32 = 2,88 \text{ ат}$.

Наивыгоднейшие значения p_e даны в табл. 69bis.

Таблица 69 bis

$nD=$	80	120	160	200
$p_e =$	4,36	3,765	3,29	2,88
вместо	4,74	4,125	3,63	3,20
уменьшение	0,38	0,36	0,34	0,32

Соответственно изменится график кривой p_e на фиг. 67.

Ф-лы (18) и (20) принимают вид:

$$p_i = 7 - 6(0,0263 - 0,000005 nD) \sqrt{nD} - 0,0185 \sqrt{nD} = 7 - 0,1575 \sqrt{nD} + 0,00003 nD \sqrt{nD} - 0,0185 \sqrt{nD} = 7 - (0,176 - 0,00003 nD) \sqrt{nD}; \quad (18)$$

$$p_e = p_i - 0,1225 \sqrt{nD} = 7 - (0,176 - 0,00003 nD) \sqrt{nD} - 0,1225 \sqrt{nD} = 7 - (0,298 - 0,00003 nD) \sqrt{nD}. \quad (20)$$

Измененная часть табл. 75 дана в табл. 75bis.

Таблица 75bis

ф-ла (20)	4,36	3,775	3,30	2,87
вместо $p_e =$	4,36	3,765	3,29	2,88
ф-ла (18)	5,45	5,11	4,84	4,60
вместо $p_i =$	5,46	5,115	4,84	4,59

Ф-лы (21) и (22) получают вид:

$$p_i = 7 - 6x_q - x_e = 7 - 6 \cdot 0,0255 \sqrt{nD} - 0,0185 \sqrt{nD} = 7 - 0,1715 \sqrt{nD}; \quad (21)$$

$$p_e = p_i - (p_r + p_r) = 7 - 0,1715 \sqrt{nD} - 0,1225 \sqrt{nD} = 7 - 0,294 \sqrt{nD}. \quad (22)$$

Измененная часть табл. 76 дана в табл. 76bis.

Таблица 76bis

ф-ла (21)	5,47	5,12	4,83	4,58
вместо $p_i =$	5,46	5,115	4,84	4,59
ф-ла (22)	4,37	3,78	3,28	2,85
вместо $p_e =$	4,36	3,765	3,29	2,88

Ф-лы (23) и (24) принимают вид:

$$\eta_m = 1 - \frac{0,1225 \sqrt{nD}}{7 - (0,176 + 0,00003 nD) \sqrt{nD}}; \quad (23)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{0,1225 \sqrt{nD}}{7 - 0,1715 \sqrt{nD}}. \quad (24)$$

Измененная часть табл. 77 дана в табл. 77bis.

Таблица 77 bis

ф-ла (23)	0,800	0,738	0,683	0,624
ф-ла (24)	0,799	0,738	0,679	0,622
вместо $\eta_m =$	0,799	0,736	0,680	0,627

Ф-лы (25) и (26) принимают вид:

$$p_i = 7 - 0,1715 \sqrt{nD} = 7 - 0,0673 \cdot 2,55 \sqrt{nD} = 7 - 0,0673 \psi\% = 7 - 6,73 \text{ хф.} \quad (25)$$

$$p_e = 7 - 0,294 \sqrt{nD} = 7 - 0,1153 \cdot 2,55 \sqrt{nD} = 7 - 0,1153 \psi\% = 7 - 11,53 \text{ хф.} \quad (26)$$

Ф-лы (28), (30) и (31) получают такой вид:

$$N_i = \frac{n}{450} (7 - 0,294 \sqrt{nD}); \quad (28)$$

$$\frac{N_e}{D^2} = \frac{k}{0,574} (7 - 0,294 \sqrt{nD}) nD. \quad (30)$$

$$\frac{N_e}{D^2} = 3,14 (7 - 0,294 \sqrt{nD}) nD = (22 - 0,922 \sqrt{nD}) nD. \quad (31)$$

Для $\left(\frac{N_e}{D^2}\right)_{\max}$ получаем: $nD = 252$ (вместо 266), $p_e = 2,33$ (вместо 2,5) и $\left(\frac{N_e}{D^2}\right)_{\max} = 1840$ (вместо 2085).

Измененная часть табл. 78 дана в табл. 78bis.

Таблица 78 bis

$nD =$	80	120	160	200	252
ф-ла (22) $p_e =$	4,37	3,78	3,28	2,85	2,33
ф-ла (32) $\frac{N_e}{D^2} =$	1100	1420	1650	1790	1840
вместо $\left\{ \begin{array}{l} p_e = \\ \frac{N_e}{D^2} = \end{array} \right.$	4,76	4,14	3,62	3,16	—
прежних	1193	1559	1815	1982	—
отношение	0,920	0,913	0,908	0,903	—

Решение примера 2 на стр. 161 по этим формулам даст нам $D = 0,212 \text{ м}$, $S = 0,381 \text{ м}$, $n = 944 \text{ об/мин}$, или с округлением $D = 210 \text{ мм}$ (вместо прежних 200), $S = 380 \text{ мм}$ (вместо 360) и $n = 970$ (вместо 1000).

ДОБАВЛЕНИЕ ВТОРОЕ

СВОДКА ГЛАВНЕЙШИХ ДАННЫХ ДЛЯ БЕСКОМПРЕССОРНОГО ДИЗЕЛЯ С ПЕТЛЕВОЙ ПРОДУВКОЙ

В общем случае

$$\sigma\% = \frac{0,0793}{\sqrt[3]{p_i(p_e - p_i)}} \left(\frac{nD \beta \eta}{v_a v_{a1}} \right)^{2/3} \quad (1)$$

При $\beta \eta = 1,4$, $v_a v_{a1} = 0,18 \cdot 0,5 = 0,09$ и $p_i = 1,02 \text{ ата}$

$$\sigma\% = 0,49 \frac{(nD)^{2/3}}{\sqrt[3]{p_e - 1,02}} \quad (9)$$

Вообще

$$\psi = \sigma + \Delta. \quad (2)$$

В предположении расширения газов от 3 до 2 ата

$$\Delta\% = 0,6 \left(\frac{nD}{v_a v_{a1}} \right)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2]. \quad (3)$$

При $\nu_{ar} = 0,32 \cdot 0,65 = 0,208$

$$\Delta\% = 1,125 (nD)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2].$$

Общая формула

$$p_p = \frac{\beta \eta}{\eta_p} (p_s - p_i).$$

При $\beta \eta = 1,4$ и $\eta_p = 0,6$

$$p_p = 2,33 (p_s - p_i). \quad (7)$$

В общем случае

$$p_r = 0,0783 \sqrt{nD}; \quad (8)$$

$$p_i = ip_{io} (1 - x_\psi) + x_\Delta; \quad (9)$$

$$p_e = p_i - (p_p + p_r); \quad (6)$$

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_p + p_r}{p_i}.$$

Для наивыгоднейших условий продувки

$$\sigma\% = 1,85 \sqrt{nD}; \quad (10)$$

$$\psi\% = 2,55 \sqrt{nD}; \quad (13)$$

$$\Delta\% = 0,7 \sqrt{nD}; \quad (14)$$

$$p_s = 0,019 \sqrt{nD} + p_i; \quad (15')$$

$$p_p + p_r = 0,1224 \sqrt{nD}. \quad (19)$$

При $ip_{io} = 7,5$ ат

$$p_i = 7,5 (1 - x_\psi) + x_\Delta$$

$$p_i = 7,5 - 6,5 x_\psi - x_\Delta$$

При $ip_{io} = 7$ ат

$$p_i = 7 (1 - x_\psi) + x_\Delta \quad (5)$$

$$p_i = 7 - 6 x_\psi - x_\Delta \quad (5')$$

Для наивыгоднейших условий продувки

$$p_i = 7,5 - 0,1841 \sqrt{nD}$$

$$p_e = 7,5 - 0,3066 \sqrt{nD}$$

$$p_i = 7,5 - 7,22 x_\psi$$

$$p_e = 7,5 - 12,03 x_\psi$$

$$N_i = \frac{n}{450} (7,5 - 0,3066 \sqrt{nD})$$

$$p_i = 7 - 0,1715 \sqrt{nD} \quad (21)$$

$$p_e = 7 - 0,294 \sqrt{nD} \quad (22)$$

$$p_i = 7 - 6,73 x_\psi \quad (25)$$

$$p_e = 7 - 11,53 x_\psi \quad (26)$$

$$N_i = \frac{n}{450} (7 - 0,294 \sqrt{nD}). \quad (28)$$

Если, кроме того, имеем $k = \frac{S}{D} = 1,8$, то

$$\frac{N_e}{D^2} = (23,6 - 0,963 \sqrt{nD}) nD$$

$$\left(\frac{N_e}{D^2} \right)_{\max} = 2085; nD = 266; p_e = 2,5$$

$$\frac{N_e}{D^2} = (22 - 0,922 \sqrt{nD}) nD \quad (31)$$

$$\left(\frac{N_e}{D^2} \right)_{\max} = 1840; nD = 252; p_e = 2,33.$$

Обобщенные формулы при произвольном ip_{io} для наивыгоднейших условий продувки

$$\sigma\% = r \sqrt{nD}$$

$$\psi\% = q \sqrt{nD}$$

$$\Delta\% = (q - r) \sqrt{nD} = t \sqrt{nD}$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma' &= \sigma \sqrt{\frac{(nD)'}{nD}} \\ \psi' &= \psi \sqrt{\frac{(nD)'}{nD}} \\ \Delta' &= \Delta \sqrt{\frac{(nD)'}{nD}} \end{aligned} \right\} \text{Для приближенного пересчета}$$

$$p_i = up_{i0} \left(1 - \frac{q}{100} \sqrt{nD} \right) + \frac{t}{100} \sqrt{nD} = up_{i0} - \frac{up_{i0} - t}{100} \sqrt{nD} = up_{i0} - v \sqrt{nD};$$

$$p_p + p_r = w \sqrt{nD};$$

$$\eta_m = 1 - \frac{w \sqrt{nD}}{up_{i0} - v \sqrt{nD}};$$

$$p_e = up_{i0} - v \sqrt{nD} - w \sqrt{nD} = up_{i0} - m \sqrt{nD}.$$

Для пересчета

$$p_i' = up_{i0} - v \sqrt{(nD)'},$$

где

$$v = \frac{up_{i0} - p_i}{\sqrt{nD}},$$

или окончательно

$$p_i' = up_{i0} - (up_{i0} - p_i) \sqrt{\frac{(nD)'}{nD}},$$

$$p_e' = up_{i0} - m \sqrt{(nD)'},$$

где

$$m = \frac{up_{i0} - p_e}{\sqrt{nD}},$$

или окончательно

$$p_e' = up_{i0} - (up_{i0} - p_e) \sqrt{\frac{(nD)'}{nD}}.$$

ДОБАВЛЕНИЕ ТРЕТЬЕ

ПРОВЕРКА ПРИНЯТОЙ ВЫШЕ ЗАВИСИМОСТИ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ ОТ СТЕПЕНИ БЫСТРОХОДНОСТИ

В исследовании петлевой продувки потеря на трение в двигателе принималась по формуле

$$p_r = 0,0783 \sqrt{nD}.$$

Покажем, что при постоянной мощности двигателя эта формула приводит к убыванию механического коэффициента полезного действия при возрастании числа оборотов и при уменьшении диаметра цилиндра, как и следует по опытным данным (см. конец главы VI).

Исследование петлевой продувки при наилучших условиях привело к следующим результатам:

Таблица 80

При $nD =$	80	120	160	200
$p_e =$	4,74	4,125	3,63	3,20
откуда $p_e(nD) =$	379	495	580	640
при $nD = 80$ $kD^2 =$	0,1212	0,0928	0,0792	0,0717
при $k = 1,8$ $D^2 =$	0,0674	0,0516	0,0440	0,03985
$D =$	0,260	0,227	0,210	0,200
Поэтому $n =$	302	529	762	1000
Было найдено $\eta_m =$	0,813	0,753	0,702	0,652
$1 - \eta_m =$	0,187	0,247	0,298	0,348

Сохраняя тот же тип формулы для $1 - \eta_m$, как при поперечной продувке, а именно

$$1 - \eta_m = P + Q \frac{n^r}{D},$$

имеем отсюда

$$Q = (1 - P - \eta_m) \frac{D}{n^r}.$$

Полагая здесь $P = 0,07$ и $r = 0,5$, получаем

$$Q = (0,93 - \eta_m) \frac{D}{\sqrt{n}}.$$

Из предыдущей таблицы находим

Таблица 80а

При $nD =$	80	120	160	200
$\sqrt{n} =$	17,4	23,0	27,6	31,6
$Q =$	0,00175	0,001747	0,001735	0,00176

Допустимо принять $Q = 0,00175 = \text{const}$, а поэтому

$$1 - \eta_m = 0,07 + 0,00175 \frac{\sqrt{n}}{D}$$

или

$$\eta_m = 0,93 - 0,00175 \frac{\sqrt{n}}{D}.$$

Вычисления по предпоследней формуле даны в табл. 80б.

Таблица 80б

При $nD =$	80	120	160	200
$n =$	302	529	762	1000
$D =$	0,260	0,227	0,210	0,200
вычисляем $1 - \eta_m =$	0,187	0,247	0,300	0,346
вместо	0,187	0,247	0,298	0,348
ошибки	0	0	+ 0,002	- 0,002

ГЛАВА VIII

ДВИГАТЕЛИ С ЩЕЛЕВОЙ РЕГУЛИРУЕМОЙ ПРОДУВКОЙ

§ 1. Общая классификация

К числу этих двигателей относятся прежде всего двигатели с продувкой Нобеля (продувочные окна имеют одинаковую высоту с выхлопными окнами) и с продувкой Зульцера (двухэтажные продувочные окна с осуществлением наддувки). Момент начала продувки в этих двигателях (в двигателях Зульцера — действие верхних продувочных окон) регулируется автоматическими клапанами, а в прежнее время — золотником с поступательным или вращательным движением. Несмотря на целый ряд существенных отличий этих двигателей от двигателей с простой щелевой продувкой, тем не менее к ним могут быть применены те же формулы для сокращенного расчета продувки и выхлопа, как и к простейшему случаю, лишь формула для расчета продувки приобретает несколько условный смысл и соответственно усложняется введением одного добавочного переходного коэффициента.

Для установления числовых значений этого переходного коэффициента, который для каждого из рассматриваемых нами типов двигателей имеет свои близкие к постоянным значения, обратимся к подробному рассмотрению синусоидальных диаграмм распределения продувки и выхлопа в этих двигателях.

§ 2. Синусоидальные диаграммы для двигателей Нобеля

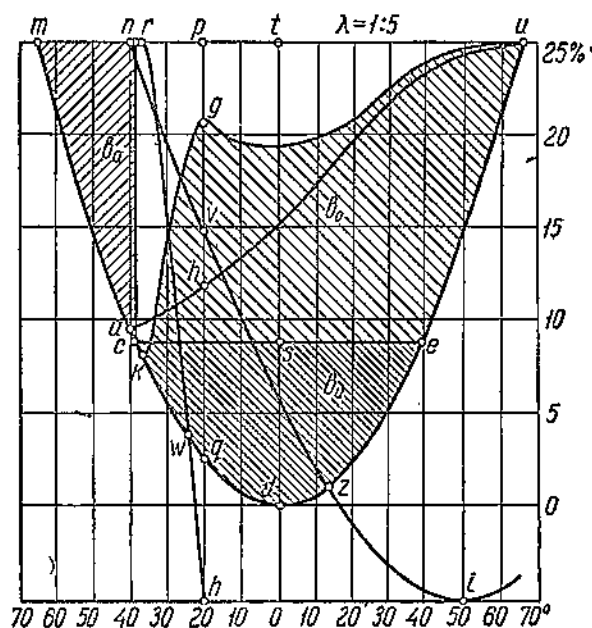
Для построения синусоидальной диаграммы распределения в двигателе системы Нобеля примем заданными следующие элементы (см. Н. И. Колычев, "Теория и проектирование судовых двигателей внутреннего сгорания", 1933, стр. 107):

$$\lambda = \frac{1}{5}; \psi = 25\% (y_\psi = 65,5^\circ); \sigma = 9\% (y_\sigma = 39^\circ).$$

Из вспомогательной таблицы (табл. 6 главы II) берем

для $y^0 = 10$	20	30	40	50	60	65	65,5
$\sigma\% = 0,5$	2,4	5,5	9,6	14,9	21,2	24,7	25,0

По этим данным построена фиг. 70, на которой действие предварения выхлопа обозначено площадью $[mnc] = b_a$, нижняя продувка $[cde] = b_n$ и верхняя продувка b_o (построение этой площади объяснено ниже).



Фиг. 70.

По данным главы II

$$[csd] = b_\sigma = \frac{b_n}{2} = \frac{m_\sigma}{1 - \frac{\lambda}{2}} \sigma^{0/6^{3/2}} = \frac{0,0772}{0,9} 9^{3/2} = 2,32 \text{ град. - долей.}$$

А так как

$$[mtd] = b_\psi = \frac{m_\psi}{1 - \frac{\lambda}{2}} \psi^{0/6^{3/2}} = \frac{0,0775}{0,9} 25^{3/2} = 10,76 \text{ град. - долей,}$$

то, следовательно,

$$[mnc] = b_a = b_\psi - b_\sigma - (x_\psi - x_\sigma) y_\sigma = 10,76 - 2,32 - (0,25 - 0,09) 39 = 8,44 - 6,24 = 2,20 \text{ град. - долей}$$

или иначе (приближенно)

$$b_a = p(x_\psi - x_\sigma)(y_\psi - y_\sigma) = 0,535(0,25 - 0,09)(65,5 - 39) = 0,535 \cdot 0,16 \cdot 26,5 = 2,27 \text{ град. - долей.}$$

Таким образом отношение

$$\frac{b_a}{b_\phi} = \frac{2,20}{10,76} = 0,204 \text{ или } = \frac{2,27}{10,76} = 0,211,$$

между тем как у Колычева это отношение указано равным

$$\frac{23,2}{111} = 0,209.$$

Для нахождения полного действия продувочных окон необходимо прежде всего принять какой-либо определенный способ их регулирования: самое лучшее — автоматические клапаны, среднее — вращающийся золотник, самое худшее — поступательно движущийся от эксцентрика золотник. Открывание автоматических клапанов составляет обычно $10 \div 15^\circ$ поворота кривошипа (в зависимости от массы клапанных пластин, быстроходности двигателя и пр.), открывание золотника с движением от эксцентрика требует обычно $60 \div 70^\circ$ поворота кривошипа.

На фиг. 70 принято (с известным запасом): для клапанов открытие за 20° поворота кривошипа, для поступательно движущегося золотника открытие за 90° поворота кривошипа, — в обоих случаях от момента выравнивания давлений в цилиндре и ресивере.

Условная величина наибольшего открытия клапанов и золотника принята равной 1,2 от наибольшей площади открытия продувочных окон. Принимая для клапанов и золотников коэффициент расхода равным $2/3$ от коэффициента расхода продувочных окон (например, при $\mu_{зол} = 0,6$ и $\mu_{ок} = 0,9$), мы должны иметь фактическое наибольшее открытие клапанов или золотника в

$$1,2 \cdot 1,5 = 1,8$$

раза больше наибольшего открытия продувочных окон.

Закон перемещения золотника принят строго синусоидальным (по таблице 6 главы II при $\lambda = 0$), согласно таблице

угол до м. т. золотника ($^\circ$)	90	80	70	60	50	40	30	20	10
доли хода золотника (%)	50	41,3	32,9	25	17,9	11,7	6,7	3,0	0,8

Таким образом, получена кривая открытия клапанов nrh и кривая открытия золотника nvi .

Так как струя воздуха проходит последовательно через два отверстия, из которых первым является пролет в золотнике или клапанах, а вторым — продувочные окна, то общее сопротивление этой системы возрастает по сравнению с нерегулируемыми продувочными окнами или с золотником или клапанами в отдельности. Подобный случай был частично рассмотрен в главе IV. Окончательный результат исследования этого случая¹ можно формулировать коротко так: расчет истечения через систему двух последовательно расположенных отверстий следует вести по общему перепаду давлений (т. е. от давления в ресивере до давления в цилиндре, минуя промежуточное давление между золотником или клапанами и продувочными окнами) и меньшей из этих двух площадей, вводя к ней еще приводящий множитель $p < 1$, находимый, при бесконечно малом перепаде давлений и в предположении установившегося течения с восстановлением начальной температуры в промежуточной камере, из формулы

$$p_0 = \frac{1}{\sqrt{1 + \phi^2}} \quad (1)$$

где через ϕ обозначено отношение меньшей площади и ее коэффициента расхода к большей площади и ее коэффициенту расхода.

¹ См. статью автора «Расчет истечения газов через сложную систему отверстий применительно к процессу продувки», Труды МЭМИИТ, 1937, выпуск XXII.

С возрастанием общего перепада давлений этот приводящий множитель несколько растет. При отношении давлений $\frac{p_1}{p_2}$ около 1,1 новое значение ρ превышает начальное значение ρ_0 приблизительно на величину 0,01 ϕ .
Для практического применения составлена вспомогательная табл. 81.

Таблица 81

$\phi =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$1 + \phi^2 =$	1,01	1,04	1,09	1,16	1,25	1,36	1,49	1,64	1,81	2,00
$\sqrt{1 + \phi^2} =$	1,005	1,020	1,044	1,077	1,118	1,166	1,221	1,281	1,345	1,414
$\rho_0 =$	0,995	0,9805	0,958	0,9285	0,8943	0,8575	0,819	0,7805	0,7435	0,7072
$\rho =$	0,996	0,983	0,961	0,933	0,899	0,864	0,826	0,789	0,753	0,717

На фиг. 70 для клапанного регулирования отношение ϕ характеризуется, как частное от деления отрезков типа pq на отрезки типа ph , а для золотникового регулирования — соответственно, как частное от деления отрезков типа pu на отрезки типа pq .

Приведенные значения открытий продувочных окон при клапанном регулировании мы найдем, как произведения отрезков между горизонталью mi и кривой $mwdi$ на соответствующие значения коэффициента ϕ , — в результате получим кривую $chgi$, отложенную вверх от синусоиды mdu .

Приведенные значения открытий продувочных окон при золотниковом регулировании мы найдем, как произведения отрезков между горизонталью mi и кривой $mwzi$ на соответствующие значения коэффициента ϕ , — в результате получим кривую $ahzi$, отложенную также вверх от синусоиды mdu .

Заштрихованная на диаграмме площадь продувки разделилась горизонталью se на две части, из которых нижнюю мы назовем условно действием нижней продувки, а верхнюю — действием верхней продувки. Нижняя площадь соответствует обыкновенным продувочным окнам, верхняя же является тем добавком, который достигается с помощью регулирующего золотника или клапана (при удлинении продувочных окон до размера выхлопных окон).

Действие нижней продувки

$$b_u = 2 b_0 = 2 \cdot 2,32 = 4,64 \text{ град.-долей.}$$

Действие верхней продувки при клапанном регулировании находим планиметрированием диаграммы фиг. 70

$$b_0 = 9,93 \text{ град.-долей,}$$

соответственно отношение

$$j = \frac{b_u}{b_u + b_0} = \frac{4,64}{4,64 + 9,93} = 0,318 \approx 0,32.$$

Действие верхней продувки при золотниковом регулировании (с эксцентрик) находим равным

$$b_0 = 7,28 \text{ град.-долей,}$$

соответственно отношение

$$j = \frac{b_u}{b_u + b_0} = \frac{4,64}{4,64 + 7,28} = 0,389 \approx 0,39.$$

Отношение j показывает, какая часть из общего количества израсходованного продувочного воздуха приходится на долю воображаемых нижних продувочных окон (без золотника или клапана перед ними).

При автоматических клапанах это отношение может иметь наименьшее значение около $j=0,3$, при золотнике же с эксцентриковым приводом оно

может подниматься до $j=0,4$; при вращающемся золотнике мы будем иметь промежуточные значения.

Найденные здесь значения коэффициента j позволяют расчет продувки по системе Нобеля свести к случаю обычной щелевой продувки. При этом значение коэффициента расхода для фиктивных нижних продувочных окон следует взять меньше, чем для обычной щелевой поперечной продувки (так как площади продувочных и выхлопных окон близки к равенству), но больше, чем для петлевой продувки (вследствие меньших сопротивлений внутри цилиндра).

При расчете обычной щелевой поперечной продувки мы можем принять коэффициент расхода $\mu_{sa}=0,85$, беря перепад давления от ресивера до выхлопного трубопровода. При этом отношение

$$\frac{\mu_s f_s}{\mu_a f_a} = \phi \quad (2)$$

может быть принято равным в среднем $\phi=0,5$, чему по таблице предыдущей страницы соответствует приводящий множитель $\rho \approx 0,9$. При продувке же по системе Нобеля отношение ϕ можно оценить равным примерно 1, чему соответствует $\rho \approx 0,72$. Отсюда для расчета фиктивных нижних продувочных окон в системе Нобеля мы должны оценить условный коэффициент расхода для этих окон

$$\mu_{sa} = 0,85 \frac{0,72}{0,9} = 0,68$$

с возможным отклонением в ту или другую сторону на $2 \div 3\%$.

Расчет же предварения выхлопа следует производить при обычном значении коэффициента расхода для выхлопных окон $\mu_v=0,65$.

§ 3. Примеры на расчет продувочных и выхлопных окон, выполненных по системе Нобеля

Для расчета предварения выхлопа в двигателях системы Нобеля применима обычная сокращенная формула (см. главу V)

$$\Delta\% = k_s m_s m_p m_{nd} m_a. \quad (3)$$

Для расчета нижней части продувочных окон, считая от момента окончания предварения выхлопа, имеем

$$\sigma\% = \frac{0,08}{\sqrt{p_a(p_s - p_a)}} \left(\frac{nD}{v_s \mu_{sa}} \beta \eta j \right)^{2/3}, \quad (4)$$

откуда определяется коэффициент

$$\mu_{sa} = \frac{nD \beta \eta j}{v_s \sqrt{p_a(p_s - p_a)}} \left(\frac{0,08}{\sigma\%} \right)^{3/2}, \quad (5)$$

а для нахождения давления продувочного воздуха имеем

$$p_s = p_a + \frac{1}{p_a} \left(\frac{nD}{v_s \mu_{sa}} \beta \eta j \right)^2 \left(\frac{0,08}{\sigma\%} \right)^3. \quad (6)$$

Для числовых примеров на применение этих формул возьмем данные, приведенные в вышеупомянутой книге Колычева, стр. 88, 98 и 99: $N_e = 1200$ л. с. при $i = 8$ цилиндрам и $p_e = 6,5$ ат, $D = 320$ мм, $S = 370$ мм, $n = 350$ об/мин, $\lambda = \frac{1}{5}$, $\psi = 25\%$ (соответственный угол $y_\psi = 65,5^\circ$, в источнике указано 65°), $v_s = 0,35 \sin 30^\circ = 0,175$, $v_a = 0,20 \sin 55^\circ = 0,2 \cdot 0,82 = 0,164$, $\varepsilon = 13,6$, $p_a = 4,25$ ата, $p_s = p_a = 1,30$ ата, давление в цилиндре $p_z'' = 1,19$ ата, $p_a = 1,07$ ата, относительное количество продувочного воздуха $\beta \eta = 1,40$ (в другом примере там же дано $\beta = 1,6$ при $\eta = 0,88$, откуда $\beta \eta = 1,41$). Требуется определить: момент

окончания предварения выхлопа (Δ и σ) при полном выравнивании давлений в цилиндре и ресивере, коэффициент расхода для фиктивных окон нижней продувки $\mu_{\text{вн}}$ при расчете по перепаду давлений от p_s до p_a и для них же коэффициент $\mu_{\text{вн}}$ по перепаду давлений от p_s до p_a'' . Оцениваем для выхлопных окон $\mu_a = 0,65$ и для окон нижней продувки $j = 0,39$.

Для расчета предварения выхлопа сначала вычисляем вспомогательные величины:

при $\epsilon = 13,6$

$$m_\epsilon = 0,96 + \frac{0,6}{\epsilon} = 0,96 + \frac{0,6}{13,6} = 1,004;$$

при $p_5 = 1,3$

$$k_5 = \frac{0,48}{p_5 - 0,4} + 1,90 = \frac{0,48}{1,3 - 0,4} + 1,90 = 2,424;$$

при $p_4 = 4,25 \text{ атм}$

$$m_p = \sqrt[3]{\left(\lg \frac{p_4}{p_5}\right)^2 \cdot \left(\frac{p_4}{p_5}\right)} = \sqrt[3]{(\lg 3,27)^2 \cdot 3,27} = \sqrt[3]{0,515^2 \cdot 3,27} = \sqrt[3]{0,0811} = 0,433;$$

при

$$nD = 350 \cdot 0,32 = 112 \text{ и } v_a \mu_a = 0,164 \cdot 0,65 = 0,1065;$$

$$0,41 \lg \frac{nD}{v_a \mu_a} = 0,41 \lg \frac{112}{0,1065} = 0,41 \lg 1050 = 0,4 \cdot 3,021 = 1,208;$$

$$m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_a \mu_a}\right)^{0,4} = 16,15;$$

при предполагаемом $\sigma = 8\%$

$$m_\sigma = 1,04 - 0,0004(20 - \sigma\%)^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 12^2 = 1,04 - 0,0575 = 0,9825.$$

Следовательно

$$\Delta = 1,004 \cdot 2,424 \cdot 0,433 \cdot 16,15 \cdot 0,9825 = 16,72 \approx 16,7\%;$$

$$\sigma = \psi - \Delta = 25 - 16,7 = 8,3\%.$$

откуда для соответствующего угла имеем

$$\begin{aligned} \cos y_\sigma &= \frac{\left(\pm \frac{1}{\lambda} - 1\right)(1 - 2x_\sigma) - 2x_\sigma^2}{\left(\pm \frac{1}{\lambda} - 1\right) + 2x_\sigma} = \frac{4 \cdot 0,834 - 0,166 \cdot 0,083}{4 + 0,166} = \\ &= \frac{3,335 - 0,01377}{4,166} = \frac{3,321}{4,166} = 0,797; \\ y_\sigma &= 37^\circ 10' \approx 37^\circ. \end{aligned}$$

У Н. И. Колычева приблизительно тот же результат дан при $\mu_a = 0,75$, но без учета изменения объема цилиндра в предварении выхлопа.

Для нахождения $\mu_{\text{вн}}$ предварительно вычисляем

$$\beta \eta i = 1,4 \cdot 0,39 = 0,546;$$

$$\sqrt{p_a(p_s - p_a)} = \sqrt{1,07(1,3 - 1,07)} = \sqrt{1,07 \cdot 0,23} = \sqrt{0,246} = 0,496;$$

$$\left(\frac{\sigma\%}{0,08}\right)^{3/2} = \left(\frac{8,3}{0,08}\right)^{3/2} = 103,7^{3/2} = 1056.$$

Поэтому

$$\mu_{\text{вн}} = \frac{nD \beta \eta j}{v_s \sqrt{p_a(p_s - p_a)}} \left(\frac{0,08}{\sigma\%}\right)^{3/2} = \frac{112 \cdot 0,546}{0,175 \cdot 0,496 \cdot 1056} = 0,667,$$

что достаточно хорошо согласуется с намеченным ранее значением этого коэффициента $\mu_{sa} = 0,68$.

Наконец, для коэффициента μ_{sz} этих же фиктивных окон нижней продувки имеем (см. главу III)

$$\mu_{sz} p_z'' (p_s - p_z'') = \mu_{sa}^2 p_a (p_s - p_a),$$

откуда

$$\mu_{sz} = \mu_{sa} \sqrt{\frac{p_a (p_s - p_a)}{p_z'' (p_s - p_z'')}} = 0,667 \sqrt{\frac{1,07 (1,3 - 1,07)}{1,19 (1,3 - 1,19)}} = 0,667 \sqrt{\frac{1,07 \cdot 0,23}{1,19 \cdot 0,11}} = 0,667 \sqrt{1,88} = 0,9145,$$

что опять-таки является вполне правдоподобным.

Заметим, что у Н. И. Колычева для продувочной системы в целом при расчете на перепад давлений от p_s до p_z'' принято $\mu_{sz} = 0,6$, причем синусоидальная диаграмма оценивает действие продувочной системы в каждый момент по той из площадей, которая является меньшей (золотник или продувочные окна), но без всякого дополнительного учета тех специфических сопротивлений, которые создаются в системе двух последовательно идущих отверстий.

Предыдущий пример относился к случаю регулирования продувки посредством поступательно движущегося золотника, что видно из принятого значения коэффициента $j = 0,39$. В качестве второго примера подсчитаем, какое должно быть давление в ресивере продувочного воздуха для того же двигателя, но при регулировании продувки посредством автоматических клапанов, для которых оцениваем $j = 0,32$.

Так как в этом случае

$$\beta \eta = 1,4 \cdot 0,32 = 0,448 \text{ и } \gamma_{sz} \mu_{sz} = 0,175 \cdot 0,667 = 0,1168,$$

то, следовательно,

$$p_s = 1,07 + \frac{1}{1,07} \left(\frac{112}{0,1168} 0,448 \right)^2 \left(\frac{0,08}{8,3} \right)^3 = 1,07 + \frac{43^3}{1,07 \cdot 103,7^3} = 1,07 + 0,15 = 1,22 \text{ атм}$$

вместо 1,30 атм при золотнике с эксцентриковым приводом.

§ 4. Синусоидальные диаграммы для двигателей Зульцера

Для построения синусоидальной диаграммы распределения в двигателе системы Зульцера примем заданными в качестве типичных следующие элементы, взятые с некоторыми округлениями по данным двигателя Буш-Зульдер (Busch Sulzer Bros. Comp.), поставленного в 1934 г. на тепловозах в США:

$$\lambda = \frac{1}{5}; \psi = 23\%; \sigma = 8\%; \chi = 15\%; \theta = 33\%;$$

$$y_\psi = 63^\circ; y_\sigma = 36^\circ 30'; y_\chi = 50^\circ; y_\theta = 76^\circ;$$

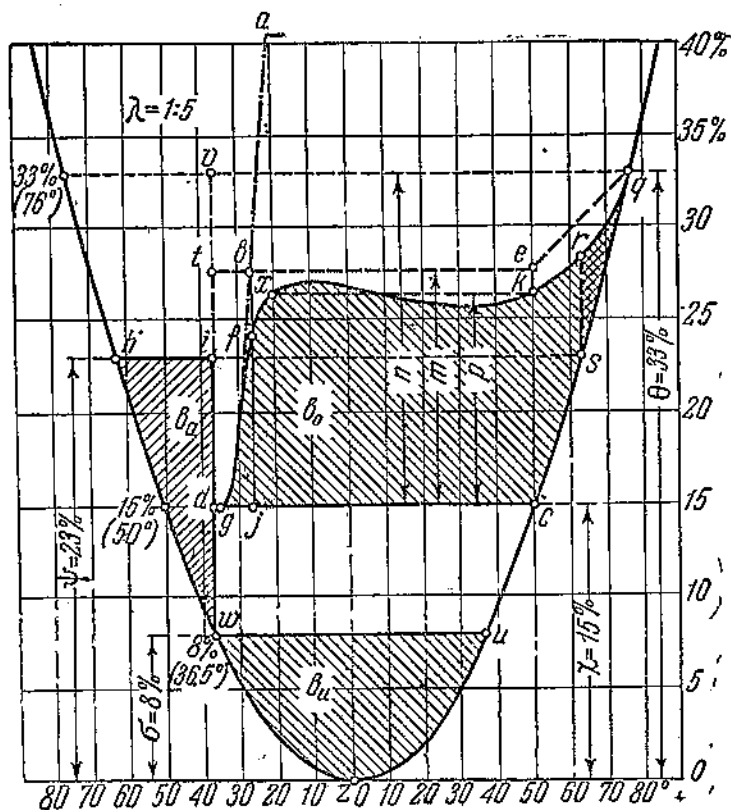
углы наклона с осью цилиндра нижних продувочных окон $\gamma_n = 45^\circ$, а верхних $\gamma_o = 30^\circ$; регулирование продувки — автоматическими клапанами. Через ψ здесь обозначена высота выхлопных окон в процентах хода поршня, через σ — высота окон нижней продувки, через χ и θ — выраженные в процентах хода поршня координаты нижнего и верхнего краев верхних продувочных окон по отношению к н. м. т.

Соответствующая диаграмма распределения дана на фиг. 71. Площадь $[hiw] = b_n$ выражает геометрическое действие предварения выхлопа, площадь $[wuz] = b_u$ выражает геометрическое действие нижней продувки.

Геометрическое действие верхних продувочных окон, считая от момента окончания предварения выхлопа и в предположении отсутствия регулирующих

клапанов, выражается площадью $[dvqc]$. Однако, для дальнейшего нам необходимо прежде всего привести эту площадь к той же парциальности, которую имеют нижние продувочные окна. Обычно верхние продувочные окна занимают такую же часть окружности, как и нижние, но имеют другой наклон. Часто угол наклона верхней стенки канала верхних продувочных окон составляет $\gamma_0 = 30^\circ$ по отношению к оси цилиндра, в то время как аналогичный угол для нижних продувочных окон бывает $\gamma_u = 45^\circ$. В таком случае для приведения площади $[dvqc]$ к парциальности нижних продувочных окон следует вертикальную ширину упомянутой площади уменьшить умножением на отношение

$$\frac{m}{n} = \frac{\sin \gamma_0}{\sin \gamma_u} = \frac{\sin 30^\circ}{\sin 45^\circ} = \frac{0,5}{0,707} = 0,707.$$



Фиг. 71.

Если нижнюю границу dc оставить на ее месте, то верхнюю границу uq придется опустить так, что ее новое положение будет teq , и геометрическое действие верхних продувочных окон после приведения к парциальности нижних продувочных окон выразится площадью $[dteqc]$.

Далее допустим, что закон открытия автоматических продувочных клапанов при верхних продувочных окнах изображается кривой $dgbu$. Расстояния этой кривой от горизонтали dc дают в каждый момент умноженную на отношение $\mu_{кл}$ к $\mu_{ок}$ (примерно $2/3$) площадь открытия клапанов в том же масштабе, в каком вертикальные размеры площадок $[wuz]$ и $[dteqc]$ дают действие нижних и верхних продувочных окон. При этом наибольшее открытие продувочных клапанов принято равным удвоенной площади открытия верхних продувочных окон, продолжительность же периода открывания клапанов принята равной 15° поворота вала.

Так как верхняя струя продувочного воздуха проходит последовательно через клапаны и через верхние продувочные окна, то геометрическое действие

этой системы, пренебрегая специфическими сопротивлениями от двойного прохода, выразится результирующей площадью $[dgbeqr]$.

Однако, эта площадь требует еще внесения поправки для учета специфических сопротивлений этой системы, как это было показано выше для продувки Нобеля. Это исправление состоит в том, что каждая ордината площадки $[dgbeqr]$ должна быть умножена на поправочный множитель $\rho < 1$, величина которого берется как функция отношения ϕ меньшего к большему произведению площади на соответствующий коэффициент расхода (одно из этих произведений относится к клапанам, а другое к верхним окнам).

В частности на фиг. 71 для 26° до н. м. т. упомянутое отношение проходит через единицу (так как ординат b_j одновременно относится и к клапанам и к верхним окнам), но для $\phi = 1$ поправочный множитель $\rho \approx 0,72$, поэтому исправленная ордината результирующей площадки будет

$$(ff) = \rho(bj) = 0,72(bj).$$

От 20° до н. м. т. до 50° после н. м. т. отношение ординат кривых открытия верхних окон и клапанов (в выше указанном смысле) остается равным $\phi = 0,5$, чему соответствует поправочный множитель $\rho \approx 0,9$, в соответствии с чем результирующая исправленная кривая открытия системы верхней продувки представится на этом участке горизонталью xk .

От 50° после н. м. т. и до конца наддувки (76° после н. м. т.) результирующая исправленная кривая будет krq .

Таким образом, геометрическое действие системы верхних продувочных окон выразится в конечном счете площадью $[dgfxkrqsc]$.

Так как перемещение рабочего поршня в первой половине периода продувки помогает втеканию продувочного воздуха в цилиндр, а во второй половине оказывает обратное действие, то для учета указанного обстоятельства прямая xk должна быть заменена показанной на чертеже волнистой линией. В силу того же участок кривой krq проходит очень близко к кривой sq движения поршня; эти кривые, вообще говоря, могут пересечься даже раньше точки q , что будет указывать на вытеснение воздуха из цилиндра обратно в ресивер (неправильно рассчитанный процесс наддувки).

Планиметрирование нижней площадки фиг. 71 или вычисление по формуле

$$b_u = 2 b_v$$

где

$$b_v = \frac{m_a}{1 - \frac{\lambda}{2}} \sigma^{0/3/2} = \frac{0,0772}{0,9} 8^{3/2} = 1,94 \text{ град.-долей},$$

дает

$$b_u = 3,88 \text{ град.-долей}.$$

Планиметрирование верхней площадки дает

$$[dgfxkrqsc] = b_0 = 10,13 \text{ град.-долей}.$$

Отношение

$$\frac{b_u}{b_u + b_0} = \frac{3,88}{3,88 + 10,13} = \frac{3,88}{14,01} = 0,277.$$

Аналогичные подсчеты для других двигателей показывают, что для системы Зульцера при автоматических клапанах можно принять в среднем $j \approx 0,28$, а при вращающемся золотнике $j \approx 0,31$, с возможным колебанием в том и другом случае на $\pm 0,02$ (соответствующие значения для системы Нобеля $j \approx 0,32$ и $0,35$, с колебанием также $\pm 0,02$).

Коэффициент j дает долю участия нижних продувочных окон по воздуху. Для определения $\sigma\%$ нижних продувочных окон, а также для решения обратных задач применимы обычные формулы сокращенного расчета продувки, но

с введением в них этого коэффициента / в качестве дополнительного множителя при $\beta\eta$. Эти формулы были приведены выше, при рассмотрении системы продувки Нобеля.

Входящий в эти формулы коэффициент расхода μ_{sa} может быть определен путем следующих рассуждений.

В н. м. т. действующая высота нижних окон составляет 8% от хода поршня, действующая же высота верхних окон, после приведения к условиям работы нижних окон, составляет приблизительно 11%, в сумме же

$$h_s = 8 + 11 = 19\%.$$

Действующая высота выхлопных окон составляет $h_a = 23\%$.

Пропускная способность продувочных окон пропорциональна произведению $\gamma_s \mu_s h_s$, пропускная способность выхлопных окон пропорциональна произведению $\gamma_a \mu_a h_a$.

Отношение

$$\phi = \frac{\gamma_s \mu_s h_s}{\gamma_a \mu_a h_a}$$

определяет собой величину того поправочного множителя ρ , на который должен быть умножен действительный коэффициент расхода продувочных окон μ_s , чтобы получить фиктивный коэффициент μ_{sa} для расчета продувки по перепаду давлений от p_s до p_a .

Для отношения давлений $\frac{p_s}{p_a} \approx 1,2$ по кривым коэффициента ρ (см. статью автора „Расчет истечения газов через сложную систему отверстий“) можно принять приближенную формулу

$$\rho = \frac{1}{\sqrt{1 + \phi^2}} + 0,02 \phi.$$

Так как для простой поперечной продувки, при $\phi = 0,5$ и $\rho = 0,9$, возможно считать $\mu_{sa} = 0,85$, то, следовательно, для рассматриваемого здесь случая продувки Зульцера, определив вышеуказанным способом коэффициент ρ , будем иметь

$$\mu_{sa} = 0,85 \frac{\rho}{0,9} = 0,945 \rho.$$

При вычислении ϕ мы можем принять $\mu_s = 0,94$ и $\mu_a = 0,65$, что же касается парциальности впуска γ_s и парциальности выпуска γ_a , то здесь могут быть разнообразные соотношения. Очевидно, что большому γ_s соответствует высокое значение ϕ , следовательно, небольшое ρ и μ_{sa} . А так как в формулу для расчета продувки входит произведение $\gamma_s \mu_{sa}$, то оказывается, что результат этого расчета мало зависит от взятого значения γ_s . Более детальное рассмотрение показывает, что с увеличением парциальности впуска γ_s все же условия продувки делаются несколько более благоприятными, а соответственно условия выхлопа незначительно затрудняются.

Рассмотрим два варианта.

В первом варианте при 8 продувочных и 7 выхлопных окнах суммарная ширина каждой группы окон по отношению к диаметру составляет

$$\zeta_s = \frac{\sum e_s}{D} = 0,95,$$

$$\zeta_a = \frac{\sum e_a}{D} = 0,83,$$

причем

$$\zeta_s + \zeta_a = 1,78.$$

Суммарная ширина каждой группы окон по отношению к длине окружности цилиндра составит соответственно

$$\zeta_s : \pi = 0,302,$$

$$\zeta_a : \pi = 0,264,$$

причем

$$\frac{\zeta_s}{\pi} + \frac{\zeta_a}{\pi} = 0,566.$$

Парциальность впуска и выпуска

$$\nu_s = 0,302 \sin 45^\circ = 0,302 \cdot 0,707 = 0,214,$$

$$\nu_a = 0,264 \sin 90^\circ = 0,264,$$

причем

$$\nu_s + \nu_a = 0,478 \approx 0,48.$$

• Поэтому

$$\phi = \frac{\nu_s \mu_s h_s}{\nu_a \mu_a h_a} = \frac{0,214 \cdot 0,94 \cdot 19}{0,264 \cdot 0,65 \cdot 23} = 0,967,$$

следовательно,

$$\rho = \frac{1}{\sqrt{1+\phi^2}} + 0,02 \phi = \frac{1}{\sqrt{1,935}} + 0,0193 = 0,720 + 0,0193 \approx 0,739,$$

откуда

$$\mu_{sa} = 0,945 \rho = 0,945 \cdot 0,739 = 0,698 \approx 0,70$$

и соответственно

$$\nu_s \mu_{sa} = 0,214 \cdot 0,70 = 0,15.$$

Во втором варианте возьмем, применительно к данным Цемана для щелевой продувки,

$$\zeta_s = 0,8; \zeta_a = 1,0,$$

причем

$$\zeta_s + \zeta_a = 0,80.$$

Отсюда

$$\zeta_s : \pi = 0,255,$$

$$\zeta_a : \pi = 0,318,$$

причем

$$\frac{\zeta_s}{\pi} + \frac{\zeta_a}{\pi} = 0,573.$$

Далее

$$\nu_s = 0,255 \sin 45^\circ = 0,255 \cdot 0,707 = 0,180,$$

$$\nu_a = 0,318 \sin 90^\circ = 0,318,$$

причем

$$\nu_s + \nu_a = 0,498 \approx 0,50.$$

Как видим, в обоих вариантах суммарная ширина всех окон составляет приблизительно 1,8 от диаметра цилиндра или 0,57 от длины окружности. Что же касается суммы парциальностей впуска и выпуска, то таковая растет вместе с ростом ν_a .

Затем для второго варианта

$$\phi = \frac{0,18 \cdot 0,94 \cdot 19}{0,318 \cdot 0,65 \cdot 23} = 0,672,$$

следовательно,

$$\rho = \frac{1}{\sqrt{1,452}} + 0,02 \cdot 0,672 = \frac{1}{1,205} + 0,0134 = 0,829 + 0,0134 \approx 0,842,$$

откуда

$$\mu_{sa} = 0,945 p = 0,945 \cdot 0,842 = 0,795 \approx 0,80$$

и соответственно

$$v_s \mu_{sa} = 0,18 \cdot 0,80 = 0,144.$$

Таким образом, в первом варианте, несмотря на значительно меньший коэффициент μ_{sa} (0,70), чем во втором (0,80), произведение $v_s \mu_{sa}$ оказалось выше (0,15), чем во втором (0,144), однако эта разница невелика.

Найдем для этих же двух вариантов давление в ресивере продувочного воздуха по ф-ле (6)

$$p_s = p_a + \frac{1}{p_a} \left(\frac{nD}{v_s \mu_{sa}} \beta \eta j \right)^2 \left(\frac{0,08}{\sigma \%} \right)^3,$$

беря основные данные для выше упомянутого двигателя Буш - Зульцера (8-цилиндровый двухтактный простого действия двигатель, $N_e = 1600$ л. с. при $p_s = 4,2$ ат и $n = 550$ об/мин, такой же 10-цилиндровый $N_e = 2000$ л. с., такой же 16-цилиндровый $N_e = 3500$ л. с. при $n = 600$ об/мин), а именно:

$$D = 343 \text{ мм}, S = 419 \text{ мм}, n = 550 \text{ об/мин},$$

затем принимаем

$$\sigma = 8\%, \beta \eta = 1,35, j = 0,28, p_a = 1,03 \text{ ата}.$$

Таким образом

$$nD = 550 \cdot 0,343 = 188,5;$$

$$\left(\frac{\sigma \%}{0,08} \right)^3 = 10^6;$$

$$nD \beta \eta j = 188,5 \cdot 1,35 \cdot 0,28 = 71,2; 71,2^2 = 5060.$$

Беря для первого варианта $v_s = 0,214$, $\mu_{sa} = 0,70$, следовательно,

$$v_s \mu_{sa} = 0,15; 0,15^2 = 0,0225,$$

получаем

$$p_s = 1,03 + \frac{5060}{1,03 \cdot 0,0225 \cdot 10^6} = 1,03 + 0,219 = 1,249 \approx 1,25 \text{ ата}.$$

Беря для второго варианта $v_s = 0,18$, $\mu_{sa} = 0,80$, следовательно,

$$v_s \mu_{sa} = 0,144; 0,144^2 = 0,0207,$$

получаем

$$p_s = 1,03 + \frac{5060}{1,03 \cdot 0,0207 \cdot 10^6} = 1,03 + 0,238 = 1,268 \approx 1,27 \text{ ата}.$$

Сравнение результатов показывает, что во втором варианте мы получаем давление p_s всего на 0,02 ата выше, чем в первом, несмотря на существенно меньшую парциальность впуска.

Расчет выхлопа для двигателей Зульцера может быть произведен по обычным формулам. Применим здесь формулу для сокращенного расчета предварения выхлопа к решению одной из обратных задач, а именно к определению конечного давления p_s предварения выхлопа в том же двигателе, для которого выше определено было давление p_s продувочного воздуха.

Считаем заданными:

$$D = 343 \text{ мм}; n = 550 \text{ об/мин}; \mu_a = 0,65; \psi = 23\%; \sigma = 8\%; \varepsilon = 15; p_a = 4 \text{ ата}.$$

Кроме того, в первом варианте принимаем $v_a = 0,264$, а во втором $v_a = 0,318$.

Ввиду невозможности чисто аналитического определения искомой величины

p_5 поступаем следующим образом. Из ф-л (43) и (45) главы V для сокращенного расчета предварения выхлопа находим

$$m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} = \frac{\Delta\%}{k_5 m_a m_p m_\sigma};$$

$$v_a = \frac{nD}{\mu_a} \left(\frac{k_5 m_a m_p m_\sigma}{\Delta\%} \right)^{5/2} = \frac{nD}{\mu_a} \left(\frac{m_a m_\sigma}{\Delta\%} \right)^{5/2} (k_5 m_p)^{5/2}.$$

Так как

$$\frac{nD}{\mu_a} = \frac{188,5}{0,65} = 290; m_a = 1; m_\sigma = 1,04 - 0,0004 \cdot 12^2 = 0,982;$$

$$\Delta = \psi - \sigma = 23 - 8 = 15\%;$$

$$\frac{m_a m_\sigma}{\Delta\%} = \frac{0,982}{15} = 0,0655; \left(\frac{m_a m_\sigma}{\Delta\%} \right)^{5/2} = 0,0655^2 \sqrt{0,0655} = 0,001099 \approx 0,00110,$$

то

$$v_a = 290 \cdot 0,0011 (k_5 m_p)^{5/2} = 0,318 (k_5 m_p)^{5/2}.$$

Далее задаемся несколькими значениями p_5 и по ним вычисляем табл. 82.

Таблица 82

$p_5 =$	1,6	1,5	1,4	1,3
$k_5 = \frac{0,48}{p_5 - 0,4} - 1,9 =$	2,300	2,336	2,380	2,433
$m_p = \sqrt[3]{\frac{p_5}{1g \frac{p_5}{p_5}} \cdot \left(\frac{p_5}{p_5} \right)} =$	0,398	0,409	0,418	0,426
$k_5 m_p =$	0,915	0,954	0,994	1,036
$(k_5 m_p)^{5/2} =$	0,801	0,889	0,985	1,093
$v_a =$	0,255	0,283	0,313	0,348

Из этой таблицы (интерполированием или графически) мы можем найти, что в первом варианте ($v_a = 0,264$ при $v_s = 0,214$) давление в цилиндре за процесс предварения выхлопа упадет до величины

$$p_5 = 1,568 \approx 1,57 \text{ ата},$$

а во втором варианте ($v_a = 0,318$ при $v_s = 0,180$)

$$p_5 = 1,386 \approx 1,39 \text{ ата}.$$

Следовательно, оба выше рассмотренные варианта являются выполнимыми, причем первый из них (с меньшим v_a и большим v_s) не только с точки зрения продувки, но и с точки зрения выхлопа является для быстроходного двигателя более выгодным, чем второй.

§ 5. Размеры верхних продувочных окон

После подсчета σ и ψ следует перейти к нахождению χ и θ , для чего следует использовать обычно выполняемые соотношения (с учетом коих и был дан выше расчет окон нижней продувки).

Для рассмотренного нами двигателя Буш-Зульцера, при

$$D = 343 \text{ мм}, S = 419 \text{ мм}, n = 550 \text{ об/мин и } nD = 188,6,$$

мы имели

$$\lambda = \frac{1}{5}; \psi = 23\%; \sigma = 8\%; \chi = 15\%; \Theta = 33\%;$$

$$y_\psi = 63^\circ; y_\sigma = 36,5^\circ; y_\chi = 50^\circ; y_\Theta = 76^\circ.$$

Следовательно, в данном случае

$$y_0 = y_\psi + 13^\circ; \Theta = 1,436 \psi; y_\chi = y_0 + 13^\circ; \chi = 1,876 \sigma.$$

Для другого двигателя системы Зульцера (см. „Дизелестроение Харьков-ского паровозостроительного завода“), при $N_e = 715$ л. с. в 4 цилиндрах, $D = 470$ мм, $S = 820$ мм, $n = 140$ об/мин и $nD = 65,7$, мы имеем

$$\begin{array}{l|l} L = 1750 \text{ мм}; & l_\psi = 167 \text{ мм}; l_0 = 54 \text{ мм}; l_\chi = 103 \text{ мм}; l_\theta = 240 \text{ мм}; \\ R = 410 \text{ мм}; & \psi = 20,4\%; \sigma = 6,6\%; \chi = 12,6\%; \theta = 29,2\%; \\ \lambda = \frac{1}{4,27} \approx \frac{1}{4,5}; & y_\psi = 60^\circ; y_0 = 34^\circ; y_\chi = 46^\circ; y_\theta = 72^\circ. \end{array}$$

Следовательно, для этого двигателя

$$y_0 = y_\psi + 12^\circ; \theta = 1,432 \psi; y_\chi = y_0 + 12^\circ; \chi = 1,91 \sigma.$$

Как показывают эти два примера, относящиеся к двигателям совершенно различной быстроходности (для второго двигателя nD приблизительно в три раза меньше, чем для первого), зависимость размеров θ и χ от ψ и σ в обоих случаях почти одинакова, так что можно принять вообще

$$\begin{array}{l} y_0 = y_\psi + (12 \div 13^\circ) \text{ или } \theta \approx 1,44 \psi; \\ y_\chi = y_0 + (12 \div 13^\circ) \text{ или } \chi \approx 1,9 \sigma. \end{array}$$

Само собою разумеется, что после установления всех основных моментов распределения целесообразно вычертить соответствующую диаграмму распределения. С ее помощью можно проделать вторичный уточненный расчет.

§ 6. Примеры на расчет продувочных и выхлопных окон, выполненных по системе Зульцера

Требуется рассчитать продувочные и выхлопные окна для судового двигателя Зульцера по следующим данным (см. курс проф. Брилинга, стр. 360): $N_e = 5500$ л. с. при $i = 8$ цилиндрах простого действия, $p_0 = 4,9$ ат, $b_0 = 150$ г/э. с. ч., $D = 720$ мм, $S = 1250$ мм, $n = 126$ об/мин, следовательно, $nD = 90,6$, крейскопфная конструкция, $\lambda = 1/4$, диаметр продувочного насоса $D_p = 1660$ мм, ход поршня его $S_p = 750$ мм, число цилиндров—два, двойного действия, коэффициент подачи его $\eta = 0,85$, избыточное давление продувочного воздуха 1680 мм вод. ст., избыточное давление выхлопа 190 мм вод. ст., следовательно, оценивая $p_1 = 1,02$ ата, можно принять $p_0 = 1,04$ ата и $p_2 = 1,19$ ата. Далее оцениваем $f = 0,28$, $v_0 = 0,215$ и $\mu_{02} = 0,70$; $p_4 = 4$ ата, $p_5 = 1,5$ ата, $\epsilon = 15$, $v_6 = 0,265$ и $\mu_6 = 0,65$.

Так как суммарный объем рабочих цилиндров

$$\Sigma V_z = 0,51 \cdot 8 = 4,08 \text{ м}^3,$$

а суммарный объем продувочных насосов, без учета штока.

$$\Sigma V'_p = 1,622 \cdot 2 \cdot 2 = 6,49 \text{ м}^3,$$

то, следовательно, относительный объем продувочного насоса, без учета штока,

$$\beta' = \frac{\Sigma V'_p}{\Sigma V_z} = \frac{6,49}{4,08} = 1,59,$$

а относительное количество продувочного воздуха

$$\varphi' = \beta' \eta = 1,59 \cdot 0,85 = 1,35,$$

или с учетом штока (сбрасывая на шток около 0,6% от площади поршня продувочного насоса)

$$\varphi = \beta \eta = 1,34.$$

Таким образом, высота окон нижней продувки по ф-ле (4) настоящей главы определяется так:

$$\begin{aligned}\sigma\% &= \frac{0,08}{\sqrt[3]{p_a(p_a - p_a)}} \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \beta \eta J \right)^{2/3} = \frac{0,08}{\sqrt[3]{1,04(1,19 - 1,04)}} \left(\frac{90,6}{0,215 \cdot 0,7} 1,34 \cdot 0,28 \right)^{2/3} \\ &= \frac{0,08}{\sqrt[3]{0,156}} = \frac{0,08}{0,5383} 37,1 = 5,51\% \text{ или } l_\sigma = x_\sigma S = 0,551 \cdot 1250 = \\ &= 68,8 \approx 69 \text{ мм.}\end{aligned}$$

Для расчета предварения выхлопа имеем

$$\Delta\% = k_\sigma m_\sigma m_p m_{nD} m_\tau.$$

Так как при $z = 15$ $m_\sigma = 1$; при $p_a = 1,5$ атм $k_\sigma = 2,336$; при $p_1 = 4$ атм $m_p = 0,409$; при $\sigma = 5,5\%$

$$m_\tau = 1,04 - 0,0004 \cdot 14,5^2 = 1,04 - 0,084 = 0,956;$$

при

$$\frac{nD}{v_a \mu_a} = \frac{90,6}{0,265 \cdot 0,65} = 526; 0,4 \lg 526 = 0,4 \cdot 2,721 = 1,089;$$

$$m_p = \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} = 12,28;$$

то, следовательно,

$$\Delta\% = 2,336 \cdot 0,409 \cdot 12,28 \cdot 0,956 = 11,2\%$$

или

$$l_\Delta = x_\Delta S = 0,112 \cdot 1250 = 140 \text{ мм.}$$

Поэтому

$$\psi = \sigma + \Delta = 5,51 + 11,2 = 16,71\%$$

или

$$l_\psi = l_\sigma + l_\Delta = 69 + 140 = 209 \text{ мм.}$$

Далее принимаем приближенно

$$\theta = 1,44 \psi = 1,44 \cdot 16,7 = 24\%$$

или

$$l_\theta = x_\theta S = 0,24 \cdot 1250 = 300 \text{ мм}$$

и

$$\chi = 1,9 \sigma = 1,9 \cdot 5,51 = 10,47\%$$

или

$$l_\chi = x_\chi S = 0,1047 \cdot 1250 = 131 \text{ мм.}$$

Выполненные размеры достаточно близко отвечают найденным здесь:

$$\sigma = \frac{1,25}{22,5} \approx 5,5\%;$$

$$\psi = \frac{3,75}{22,5} \approx 16,7\%;$$

$$\chi = \frac{2,25}{22,5} \approx 10\%;$$

$$\theta = \frac{5,5}{22,5} \approx 24,5\%.$$

КРИВОШИПНО-КАМЕРНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

§ 1. Первый способ определения высоты продувочных окон—без учета изменяемости объема кривошипной камеры

Процесс выхлопа в кривошипно-камерных двигателях не представляет никаких особенностей по сравнению с прочими двухтактными двигателями, поэтому в этой статье нам придется сосредоточить свое внимание в первую очередь на расчете продувки этих двигателей, начиная с обычного способа, не учитывающего изменяемости объема кривошипной камеры. Выводимая здесь основная формула послужит исходной для второго способа расчета продувки кривошипно-камерных двигателей, учитывающего переменность объема камеры. Третий способ расчета охватывает дополнительно еще целый ряд факторов, имеющих первостепенное значение для новейших кривошипно-камерных двигателей, в частности—колебаний газовых масс в выхлопной системе двигателя и др. В дальнейшем содержании статьи даются окончательные расчетные формулы для продувочных и выхлопных окон бескомпрессорных дизелей и нефтянок с кривошипно-камерной продувкой, причем формулы эти подвергнуты максимально-возможному упрощению для целей наиболее удобного их использования в тепловом расчете упомянутых типов двигателей.

Основная формула для определения потребного время-сечения продувки кривошипно-камерного двигателя, при пренебрежении изменяемостью объема камеры в процессе продувки, выводится следующим образом. Обозначая через p_2 *ата* принимаемое нами постоянным давление в цилиндре двигателя, через p и T —переменные давление и температуру в камере, через $f m^2$ —действующую площадь открытия продувочных окон, через μ —коэффициент расхода для этих окон, через G кг и $V m^3$ —вес и объем воздуха в картере, через τ сек.—время, мы можем написать для рассматриваемого процесса следующие общеизвестные формулы:

$$-\frac{dG}{d\tau} = \mu \sqrt{\frac{2gk}{R(k-1)}} f \frac{10^4 p_2}{\sqrt{T}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}; \quad (1)$$

$$-dG = \mu \sqrt{\frac{2gk}{R(k-1)}} f d\tau \frac{10^4 p_2}{\sqrt{T}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}; \quad (2)$$

$$p v^k = \text{const}; \quad (3)$$

$$V = G v = V_2 = G_2 v_2, \quad (4)$$

причем здесь и дальше подстрочный индекс „2“ отмечает переменные величины, относящиеся к состоянию воздуха в картере в начальный момент продувки, а индекс „3“—то же в конечный момент продувки. Далее

$$G = G_2 \frac{v_2}{v} = G_2 \left(\frac{p}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}} = \frac{G_2}{p_2^{\frac{1}{k}}} p^{\frac{1}{k}};$$

$$dG = \frac{G_2}{k p_2^{\frac{1}{k}}} p^{\frac{1-k}{k}} dp; \quad (5)$$

$$T = T_2 \left(\frac{p}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_2}{p_2^{\frac{k-1}{k}}} p^{\frac{k-1}{k}}. \quad (6)$$

Из ф-лы (2) имеем

$$fd\tau = -dG \sqrt{T}: \left\{ \mu \sqrt{\frac{2gk}{R(k-1)}} 10^4 p_s \sqrt{\left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]} \right\} \quad (7)$$

Из ф-л (7), (5) и (6) получаем

$$fd\tau = \frac{G_2 \sqrt{T_2}}{10^4 \mu k \sqrt{\frac{2gk}{R(k-1)}} p_s^{\frac{k+1}{2k}} p_s^{\frac{3k-1}{2k}} \left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}} - dp; \\ \int_{p_1}^{p_2} fd\tau = \frac{G_2 \sqrt{T_2}}{10^4 \mu k \sqrt{\frac{2gk}{R(k-1)}} p_s^{\frac{k+1}{2k}} p_s^{\frac{3k-1}{2k}}} \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}} \quad (8)$$

При интегрировании в пределах от p_s до p обозначим

$$\int_{p_s}^p \frac{dp}{\left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}} = \frac{k}{k-1} \frac{p_s}{4} \phi, \quad (9)$$

где для частного случая $k=1,4$ (вполне обоснованное для продувки донуп-
шение)

$$\phi = \sqrt{\left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \left[2 \left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} + 3 \right] + \\ + 3 \ln \left[\sqrt{\left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}} + \sqrt{\left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \right]. \quad (10)$$

Поэтому

$$\int_{p_1}^{p_2} fd\tau = \frac{G_2 \sqrt{T_2} \phi}{10^4 \mu 4 \sqrt{\frac{2gk(k-1)}{R}} p_s^{\frac{k+1}{2k}} p_s^{\frac{3k-1}{2k}}} = \frac{G_2 \sqrt{T_2} \phi}{10^4 \mu 4 \sqrt{\frac{2gk(k-1)}{R}} p_s} \left(\frac{p_s}{p_2}\right)^{\frac{k+1}{2k}}. \quad (11)$$

Здесь при $k=1,4$, $R=29,27$ и $g=9,81$

$$4 \sqrt{\frac{2gk(k-1)}{R}} = 2,45076.$$

Если при продувке давление в картере падает от p_2 до p_1 , то вместо ϕ следует подставить ϕ_2 , отвечающее по ф-ле (10) отношению

$$\frac{p}{p_s} = \frac{p_2}{p_s}.$$

Если же давление в рассматриваемом интервале падает от p_1 до $p_3 > p_2$, то вместо ϕ следует подставить $(\phi_2 - \phi_3)$, где ϕ_2 берется попрежнему, а ϕ_3 отвечает отношению

$$\frac{p}{p_s} = \frac{p_3}{p_s}.$$

Вспомогательная таблица для функции ϕ

$\frac{p}{p_2} =$	1,0	1,02	1,03	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,4	1,6
$\phi =$	0	0,6047	0,740	0,9559	1,3470	1,6475	1,899	2,122	2,675	3,253

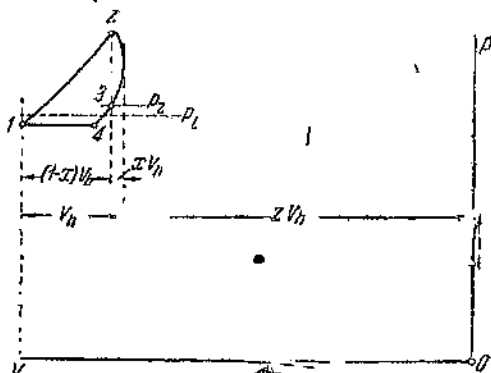
Для практического применения ф-лы (11) необходимо прежде всего свести входящие в нее величины G_2 , T_2 и p_2 к более простым. Обозначая, в соответствии с фиг. 72, пространство сжатия кривошипной камеры (вредное пространство ее) через zV_h , где V_h — рабочий объем цилиндра, а относительную высоту продувочных окон (т. е. выраженную в долях хода поршня) через x , имеем

$$V_2 = (z + x) V_h$$

и

$$G_2 = \frac{10^4 p_2 V_2}{RT_2} = \frac{10^4 p_2 (z + x) V_h}{RT_2}$$

Следовательно,



Фиг. 72.

$$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{p_2^{\frac{k+1}{2k}}} = \frac{10^4 p_2 (z + x) V_h \sqrt{T_2}}{RT_2 p_2^{\frac{k+1}{2k}}} = \frac{10^4 (z + x) V_h p_2^{\frac{k-1}{k}}}{R \sqrt{T_2}} \quad (12)$$

Полагая далее, что (здесь индекс „l“ относится к атмосферному воздуху)

$$\frac{T_2}{T_l} = m \left(\frac{p_2}{p_l} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (13)$$

где поправочный множитель $m > 1$ учитывает влияние торможения воздуха при всасывании в картер, а также — дополнительный нагрев его от соприкосновения с поршнем и от просачивания газов через него, имеем

$$\frac{p_2^{\frac{k-1}{k}}}{\sqrt{T_2}} = \sqrt{\frac{p_2^{\frac{k-1}{k}}}{T_2}} = \sqrt{\frac{p_l^{\frac{k-1}{k}}}{m T_l}}$$

и поэтому ур-ние (12) переписывается так:

$$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{p_2^{\frac{k+1}{2k}}} = \frac{10^4 (z + x) V_h}{R} \sqrt{\frac{p_l^{\frac{k-1}{k}}}{m T_l}} \quad (14)$$

в силу чего ф-ла (11) принимает такой вид:

$$\begin{aligned} \int f d\tau &= \frac{\phi}{10^4 \mu 4 \sqrt{\frac{2gk(k-1)}{R}} p_2^{\frac{k-1}{2k}}} \cdot \frac{10^4 (z + x) V_h}{R} \sqrt{\frac{p_l^{\frac{k-1}{k}}}{m T_l}} = \\ &= \frac{\phi (z + x) V_h}{\mu 4 \sqrt{2gRk(k-1)}} \sqrt{\frac{p_l^{\frac{k-1}{k}}}{m T_l p_2^{\frac{k-1}{k}}}} \quad (15) \end{aligned}$$

Здесь при $k = 1,4$, $R = 29,27$ и $g = 9,81$

$$4\sqrt{2gRk(k-1)R} = 71,7333.$$

Ф-ла (15) дает необходимое время-сечение продувки, выраженное в $м^2 \cdot сек.$

Однако, в большинстве случаев для общности рассмотрения оказывается более удобным давать действие окон не в $м^2 \cdot сек.$, а в градус-процентах (градусы угла поворота кривошипа, проценты хода поршня). Переход от $\int f d\tau$ $м^2 \cdot сек$ к B град.-проц. производится так:

$$B = \frac{600n}{\pi D v S} \int f d\tau = \frac{150(nD)}{v V_h} \int f d\tau, \quad (16)$$

где D — диаметр цилиндра, S — ход поршня, n — число оборотов, v — коэффициент использования окружности окнами, с умножением на $\sin$ угла между направлением верхней стенки канала и осью цилиндра.

Из ф-л (15) и (16) получаем для продувки

$$\begin{aligned} B_s &= 150 \frac{nD}{v_s \mu_s} \frac{\phi(z+x)}{4\sqrt{2gRk(k-1)}\sqrt{mT_i}} \sqrt{\left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}} = \\ &= 2,0911 \frac{nD}{v_s \mu_s} \frac{\phi(z+x)}{\sqrt{mT_i}} \sqrt{\left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}}. \end{aligned} \quad (17)$$

Эту формулу мы используем в дальнейшем с двойкой целью. Во-первых, из нее можно определить приблизительно высоту продувочных окон, во-вторых, ее можно преобразовать для вычисления элементарного падения давления при точном расчете линии давления в картере.

Для приближенного определения высоты продувочных окон мы можем с достаточной для практических целей точностью принять, что между действием продувки B_s в град.-проц. и относительной высотой продувочных окон x в долях хода или σ в процентах хода существует соотношение (здесь $\lambda = R:L$, где R — радиус кривошипа и L — длина шатуна)

$$B_s \text{ град.-проц.} = \frac{15,46}{1 - \frac{\lambda}{2}} \sigma^{3/2} = \frac{15460}{1 - \frac{\lambda}{2}} x^{3/2}, \quad (18)$$

откуда

$$\sigma\% = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{15,46} B_s \right)^{2/3} \quad (19)$$

или

$$x \text{ долей} = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{15460} B_s \right)^{2/3} \quad (19')$$

Из ф-л (17) и (18) получаем

$$B_s = \frac{150}{4\sqrt{2gRk(k-1)}} \frac{nD}{v_s \mu_s} \frac{\phi(z+x)}{\sqrt{mT_i}} \sqrt{\left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{15,46}{1 - \frac{\lambda}{2}} \sigma^{3/2}, \quad (20)$$

откуда

$$\begin{aligned}\sigma_{\%}^0 &= \left[\frac{150 \left(1 - \frac{\lambda}{2}\right)}{4 \sqrt{2gRk(k-1)} 15,46 \frac{nD}{\nu_s \mu_s} \frac{\phi(z+x)}{\sqrt{mT_l}} \sqrt{\left(\frac{p_l}{p_z}\right)^{\frac{k-1}{k}}}} \right]^{3/2} = \\ &= \left[\frac{2,0911 \left(1 - \frac{\lambda}{2}\right) \frac{nD}{\nu_s \mu_s} \phi(z+x)}{15,46} \right]^{2/3} \left[\frac{1}{mT_l} \left(\frac{p_l}{p_z}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]^{1/3} = \\ &= \left[0,1352 \left(1 - \frac{\lambda}{2}\right) \frac{nD}{\nu_s \mu_s} \phi(z+x) \right]^{2/3} \left[\frac{1}{mT_l} \left(\frac{p_l}{p_z}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]^{1/3}.\end{aligned}\quad (21)$$

В правую часть этого равенства входит $x = \frac{\sigma_{\%}^0}{100}$, которое при неизвестном σ является также неизвестным. Ввиду малой зависимости $(z+x)$ от x при большом z допустимо вместо x подставить приближенное значение (метод последовательных приближений). Точное решение ф-лы (21) относительно σ не представляется возможным. Поэтому в некоторых случаях может оказаться более удобным нахождение $\frac{nD}{\nu_s \mu_s}$ по заданному σ с последующим вычерчиванием кривой их взаимной зависимости. В этом случае вместо ф-лы (21) мы имеем

$$\begin{aligned}- \frac{nD}{\nu_s \mu_s} &= \frac{15,46 \cdot 4 \sqrt{2gRk(k-1)} \frac{\sqrt{mT_l}}{\phi(z+x)} \sqrt{\left(\frac{p_z}{p_l}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}{150 \left(1 - \frac{\lambda}{2}\right)} \sigma_{\%}^{3/2} = \\ &= \frac{15,46 \sqrt{mT_l}}{2,0911 \left(1 - \frac{\lambda}{2}\right) \phi(z+x)} \sqrt{\left(\frac{p_z}{p_l}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \sigma_{\%}^{3/2} = \\ &= \frac{7,40 \sqrt{mT_l}}{\left(1 - \frac{\lambda}{2}\right) \phi(z+x)} \sqrt{\left(\frac{p_z}{p_l}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \sigma_{\%}^{3/2}.\end{aligned}\quad (22)$$

Главным неудобством при практическом применении ф-л (21) и (22) является необходимость производить весьма сложные вычисления функции ϕ [ф-ла (10)].

Однако, без существенной погрешности эта функция может быть вычислена весьма упрощенным способом (и это будет даже точнее, чем например пользоваться готовым графиком функции ϕ , как это обычно делают), а именно нетрудно убедиться, что

$$\left(\frac{p_l}{p_z}\right)^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{\left(\frac{p_l}{p_z}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \approx \sqrt{\frac{k-1}{k}} \sqrt{\frac{p_l}{p_z} - 1}.\quad (23)$$

Поэтому для ф-лы (8) имеем

$$\begin{aligned}\int \frac{dp}{\left(\frac{p}{p_z}\right)^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_z}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}} &\approx \int \frac{dp}{\sqrt{\frac{k-1}{k}} \sqrt{\frac{p}{p_z} - 1}} = \\ &= \sqrt{\frac{k}{k-1}} \int \frac{d\left(\frac{p}{p_z} - 1\right)}{\sqrt{\frac{p}{p_z} - 1}} = \sqrt{\frac{k}{k-1}} p_z^2 \sqrt{\frac{p}{p_z} - 1}.\end{aligned}\quad (24)$$

Так как по ф-ле (9) введено обозначение,

$$\int_{p_s}^p \frac{dp}{\left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}} = k-1 \frac{p_s}{4} \phi,$$

следовательно, из двух последних уравнений имеем

$$\frac{k}{k-1} \frac{p_s}{4} \phi = 2 \sqrt{\frac{k}{k-1} p_s} \sqrt{\frac{p}{p_s} - 1},$$

откуда

$$\phi = 8 \sqrt{\frac{k-1}{k}} \sqrt{\frac{p}{p_s} - 1} \quad (25)$$

и при $k = 1,4$

$$\phi = 8 \cdot 0,535 \sqrt{\frac{p}{p_s} - 1} = 4,28 \sqrt{\frac{p}{p_s} - 1}. \quad (26)$$

Погрешность, даваемая приближенной ф-лой (26) по сравнению с точной (10), характеризуется следующей таблицей:

Таблица 84

Сравнение приближенной формулы для ϕ с точной

$\frac{p}{p_s} =$	1,1	1,15	1,2	1,4	1,6
ϕ по ф-ле (26) вместо точного	1,353	1,656	1,915	2,705	3,310
ϕ по ф-ле (10)	1,347	1,6475	1,899	2,675	3,253
абс. погрешность =	0,006	0,0085	0,016	0,030	0,057
или (%)	0,445	0,516	0,843	1,12	1,75

Таким образом, для обычных условий кривошипно-камерной продувки (при $p_s = 1,25 \div 1,35 \text{ атм}$) погрешность, даваемая упрощенной ф-лой (25), составляет приблизительно $\pm 1\%$.

Ф-ла (22) с подстановкой приближенного выражения для ϕ по ф-ле (25) дает

$$\begin{aligned} \frac{nD}{v_s \mu_s} &= \frac{15,46 \cdot 4 \sqrt{2gRk(k-1)} \sqrt{mT_1}}{150 \left(1 - \frac{\lambda}{2}\right) 8 \sqrt{\frac{k-1}{k}} \sqrt{\frac{p}{p_s} - 1} (z+x)} \sqrt{\left(\frac{p_s}{p_t}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \sigma^{0,3/2} = \\ &= \frac{15,46 k \sqrt{2gR} \sqrt{mT_1} \sqrt{\left(\frac{p_s}{p_t}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}{300 \left(1 - \frac{\lambda}{2}\right) (z+x) \sqrt{\frac{p}{p_s} - 1}} \sigma^{0,3/2}, \end{aligned}$$

а так как

$$\begin{aligned} \sqrt{2gR} &= \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 29,27} = \sqrt{574} = 23,98, \\ \frac{15,46 k \sqrt{2gR}}{300} &= \frac{15,46 \cdot 1,4 \cdot 23,98}{300} = 1,728 \approx 1,73, \end{aligned}$$

то, следовательно,

$$\frac{nD}{v_s \mu_s} = \frac{1,73 \sqrt{m T_1} \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}{\left(1 - \frac{\lambda}{2}\right)(z+x) \sqrt{\frac{p}{p_s} - 1}} \sigma \%^{3/2}. \quad (27)$$

Здесь при полном падении давления от p_2 до p_s ,

$$\sqrt{\frac{p}{p_s} - 1} = \sqrt{\frac{p_2}{p_s} - 1},$$

а в случае падения давления от p_2 до $p_3 > p_s$ вместо $\sqrt{\frac{p}{p_s} - 1}$ следует подставить

$$\sqrt{\frac{p_2}{p_s} - 1} - \sqrt{\frac{p_3}{p_s} - 1}.$$

Беря с некоторым запасом $m = 1,05$ (чтобы скомпенсировать погрешность, внесенную приближенной заменой функции ϕ), $T_1 = 293^\circ K$, $\lambda = 1:4,5$ и, следовательно,

$$1 - \frac{\lambda}{2} = 1 - \frac{1}{9} = 1 - 0,1111 = 0,8889$$

и $p_1 = 1,02 \text{ ата}$, что дает

$$\sqrt{\frac{p_2}{p_1} - 1} = 1,02^{0,143} \approx 1 + \frac{0,02}{7} = 1,003,$$

приводим ф-лу (27) к такому виду:

$$\frac{nD}{v_s \mu_s} = \frac{1,73 \sqrt{1,05 \cdot 293}}{1,003 \cdot 0,8889 (z+x)} \cdot \frac{p_2^{0,143} \sigma \%^{3/2}}{\sqrt{\frac{p_2}{p_s} - 1}} = 34 \frac{p_2^{0,143} \sigma \%^{3/2}}{(z+x) \sqrt{\frac{p_2}{p_s} - 1}}. \quad (28)$$

Обратно, для определения высоты продувочных окон имеем

$$\sigma \% = \left[\frac{(z+x) \sqrt{\frac{p_2}{p_s} - 1}}{34 p_2^{0,143}} \cdot \frac{nD}{v_s \mu_s} \right]^{2/3}. \quad (29)$$

Входящее в эти формулы давление в камере в начале продувки

$$p_2 = p_1 \left(\frac{z+1}{z+x} \right)^k = p_1 \left(\frac{z+1}{z+x} \right)^{1,4}.$$

Обычно $z = 3,5$ до $5,5$ (последнее в самом неблагоприятном случае); p_1 можно принимать $= 0,98 \text{ ата}$ при $p_1 = 1,02 \text{ ата}$; p_s — в среднем около $1,04 \text{ ата}$ (в благоприятном случае).

В качестве примера найдем $\sigma \%$ при $nD = 90$; $v_s \mu_s = 0,20$; $z = 3,5$; $p_s = 1,04$; $p_1 = 0,98 \text{ ата}$.

Предварительно ищем, предполагая $x = 0,1$,

$$p_2 = 0,98 \left(\frac{4,5}{3,6} \right)^{1,4} = 0,98 \cdot 1,25^{1,4};$$

$$1,4 \lg 1,25 = 1,4 \cdot 0,097 = 0,1356; 1,25^{1,4} = 1,367; p_2 = 0,98 \cdot 1,367 = 1,339 \text{ ата};$$

$$p_2^{0,143} = 1,04^{1/7} \approx 1 + \frac{0,04}{7} \approx 1,006.$$

Следовательно,

$$\sigma\% = \left(\frac{3,6 \sqrt{\frac{1,339}{1,04}} - 1,90}{34 \cdot 1,006 \cdot 0,2} \right)^{2,3} = \left(\frac{3,6 \cdot 0,536 \cdot 450}{34 \cdot 1,006} \right)^{2,3} = 25,4^{2,3} = 8,64\%.$$

Если теперь сделать пересчет, исходя из предполагаемого $x = 0,086$ (вместо первоначально предположенного $x = 0,1$), то результат почти останется без изменения. В самом деле

$$p_2 = 0,98 \left(\frac{4,5}{3,586} \right)^{1,4} = 0,98 \cdot 1,255^{1,4};$$

$$1,4 \lg 1,255 = 1,4 \cdot 0,098 = 0,1372; 1,255^{1,4} = 1,371; p_2 = 0,98 \cdot 1,371 = 1,342.$$

$$\sigma\% = \left(\frac{3,586 \sqrt{\frac{1,342}{1,04}} - 1,90}{34 \cdot 1,006 \cdot 0,2} \right)^{2,3} = \left(\frac{3,586 \cdot 0,541 \cdot 450}{34 \cdot 1,006} \right)^{2,3} = 25,5^{2,3} = 8,66\%.$$

Этот пример действительно показывает, что подставляемая в правую часть ф-лы (26) ориентировочно выбранная величина x на результат почти не оказывает влияния.

Для частного случая $p_1 = 1,04$ *атм* и, следовательно, $p_2^{0,143} = 1,006$, ф-ла (29) напишется так:

$$\sigma_0\% = \left[\frac{(z+x) \sqrt{\frac{p_2}{1,04}} - 1}{34,2} \cdot \frac{nD}{v_s \mu_s} \right]^{2,3}. \quad (30)$$

Если, кроме того, принять $z = 3,5$ и давление в начале сжатия в кривошипной камере считать $p_1 = 0,98$ *атм*, а ф-лу (30) переписать упрощенно так:

$$\sigma_0^{1/0} = \left(m \cdot \frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{2,3} = c \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{2,3}, \quad (31)$$

то, как показывает таблица 85, коэффициенты m и c изменяются лишь весьма незначительно при широких пределах изменения $\frac{nD}{v_s \mu_s}$.

Таблица 85

Нахождение коэффициентов m и c ф-лы (31)

$\frac{nD}{v_s \mu_s} =$	289	727	1565
намечаемое $\sigma\% =$	6,5	11,8	19,0
$z + x = 3,5 + 0,01 \sigma\% =$	3,565	3,618	3,690
давление начала продувки $p_2 =$ (вычислено)	1,357	1,328	1,291
$\sqrt{\frac{p_2}{1,04}} - 1 =$	0,551	0,525	0,491
$m =$	0,0575	0,0556	0,0531
$c =$	0,149	0,146	0,141
$\left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{2,3} =$	43,7	80,8	135
$\sigma_0\% =$	6,5	11,8	19,1

Допустимо в рассматриваемом нами частном случае ($z = 3,5$ и т. д.) коэффициент c принять приближенно за постоянную величину 0,145, соответственно вместо ф-лы (31) мы получаем

$$\sigma_0\% = 0,145 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{2,3}. \quad (32)$$

Табл. 86 дает степень точности ф-лы (32):

Таблица 86

Сравнение σ по ф-ле (32) и по табл. 85

$\frac{nD}{v_s \mu_s} =$	289	727	1565
по ф-ле (32) $\sigma_c =$	6,34	11,71	19,55%
вместо табличного $\sigma_0 =$	6,5	11,8	19,1%

Эта таблица говорит о практической допустимости пользования упрощенной ф-лой (32) вместо ф-лы (31).

Изложенный выше способ определения σ , не учитывающий изменения объема камеры в процессе продувки, тем самым не может, очевидно, претендовать на точность. Нетрудно понять, что перемещение поршня в течение процесса продувки ускоряет процесс выравнивания давлений в камере и цилиндре, так как в первой половине продувки, когда вытекает из камеры в цилиндр большая часть предназначенного для продувки воздуха, движение поршня несколько увеличивает перепад давлений между камерой и цилиндром, а во второй половине продувки, когда перетекание воздуха идет относительно медленнее, движение поршня способствует созданию разрежения в камере. Иначе говоря, расчет σ по вышеприведенной формуле с действительным коэффициентом расхода μ_s приводит к увеличенным размерам окон по сравнению с теми, которые находятся более точным подсчетом. Результат можно было бы до некоторой степени исправить, вводя в ф-лы (31) или (32) условно повышенный коэффициент расхода μ или уменьшая общий коэффициент правой части формулы. Однако, более подробное рассмотрение вопроса показывает, что одного лишь изменения коэффициента расхода или общего коэффициента в правой части расчетной формулы недостаточно. В дальнейшем будет показано, что учет изменения объема камеры в процессе продувки приводит к необходимости изменить показатель степени при множителе $\frac{nD}{v_s \mu_s}$ в формуле для определения σ .

§ 2. Второй способ определения высоты продувочных окон—с учетом изменяемости объема кривошипной камеры

Переходим к уточненному способу определения высоты продувочных окон кривошипно-камерных двигателей, учитывая изменяемость объема картера в процессе продувки. Рассмотрение процесса ведем с применением разбивки всего периода продувки на малые элементы.

Выше при выводе ф-лы (27) мы исходили из ф-лы (17), исключая B_s по ф-ле (18) и ϕ по ф-ле (25). Сейчас мы в ф-лу (18) лишь подставим ϕ по ф-ле (25) (иначе говоря, не делаем перехода от B_s к σ). Ф-ла (17)

$$B_s = 150 \frac{nD}{v_s \mu_s} \frac{\phi(z+x)}{4 \sqrt{2g R k(k-1)} \sqrt{m T_i}} \sqrt{\left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}} =$$

$$= 2,0911 \frac{nD}{v_s \mu_s} \frac{\phi(z+x)}{\sqrt{m T_i}} \sqrt{\left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

В соединении с ф-лой (25)

$$\phi = 8 \sqrt{\frac{k-1}{k}} \sqrt{\frac{p_i}{p_s} - 1}$$

дает

$$B_s = \frac{nD}{v_s \mu_s} \frac{150 \cdot 8}{4k \sqrt{2gR}} \frac{(z+x)}{\sqrt{mT_l}} \sqrt{\left(\frac{p_l}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \sqrt{\frac{p}{p_s} - 1} =$$

$$= \frac{300}{k \sqrt{2gR}} \frac{nD}{v_s \mu_s} \frac{(z+x)}{\sqrt{mT_l}} \sqrt{\left(\frac{p_l}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \sqrt{\frac{p}{p_s} - 1}.$$

Но

$$\frac{300}{k \sqrt{2gR}} = \frac{300}{1,4 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 29,27}} = \frac{300}{1,4 \sqrt{574}} = \frac{300}{1,4 \cdot 23,98} = 8,95.$$

Поэтому

$$B_s = 8,95 \frac{nD}{v_s \mu_s} \frac{z+x}{\sqrt{mT_l}} \sqrt{\left(\frac{p_l}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \sqrt{\frac{p}{p_s} - 1}. \quad (33)$$

Отсюда

$$\sqrt{\frac{p}{p_s} - 1} = \frac{B_s}{8,95} \cdot \frac{v_s \mu_s}{nD} \frac{\sqrt{mT_l}}{z+x} \sqrt{\left(\frac{p_s}{p_l}\right)^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (34)$$

Эти формулы относятся к выравниванию давлений в картере от p до p_s при неизменном объеме картера $(z+x)V_h$.

Чтобы приблизиться к действительному процессу, разобьем весь период продувки на произвольное количество элементов, причем в свою очередь в начале каждого элемента будем учитывать лишь истечение воздуха из картера в цилиндр (при неизменном объеме картера), а в конце элемента будем учитывать лишь сжатие (или соответственно расширение) воздуха в картере от движения поршня (при отсутствии истечения). В первой части элемента пусть давление меняется от p' до p'' (уменьшаясь), а во второй — от p'' до p''' (до н. м. т. увеличиваясь, а после н. м. т. уменьшаясь).

В соответствии со сказанным для первой части какого-либо элемента формула (34) принимает вид

$$\sqrt{\frac{p'}{p_s} - 1} - \sqrt{\frac{p''}{p_s} - 1} = \frac{\Delta B_s}{8,95} \frac{v_s \mu_s}{nD} \frac{\sqrt{mT_l}}{(z+x')} \sqrt{\left(\frac{p_s}{p_l}\right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (34')$$

где ΔB_s — доля общего B_s , падающая на рассматриваемый элемент, а x' характеризует положение поршня в начале элемента.

Отсюда

$$\sqrt{\frac{p''}{p_s} - 1} = \sqrt{\frac{p'}{p_s} - 1} - \frac{\Delta B_s}{8,95} \frac{v_s \mu_s}{nD} \frac{\sqrt{mT_l}}{(z+x')} \sqrt{\left(\frac{p_s}{p_l}\right)^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (35)$$

Для нахождения p'' возводим обе части уравнения в квадрат

$$\frac{p''}{p_s} - 1 = \frac{p'}{p_s} - 1 - 2 \sqrt{\frac{p'}{p_s} - 1} \frac{\Delta B_s}{8,95} \frac{v_s \mu_s}{nD} \frac{\sqrt{mT_l}}{(z+x')} \sqrt{\left(\frac{p_s}{p_l}\right)^{\frac{k-1}{k}}} +$$

$$+ \left[\frac{\Delta B_s}{8,95 nD (z+x')} \right]^2 mT_l \left(\frac{p_s}{p_l}\right)^{\frac{k-1}{k}},$$

откуда имеем

$$\begin{aligned}
 p'' &= p' - 2p_s \sqrt{\frac{p'}{p_s} - 1} \frac{\Delta B_s}{8,95} \frac{\nu_s \mu_s}{nD} \frac{\sqrt{mT_i}}{(z+x')} \sqrt{\left(\frac{p_s}{p_i}\right)^{\frac{k-1}{k}}} + \\
 &+ p_s \left[\frac{\Delta B_s \nu_s \mu_s}{8,95 nD (z+x')} \right]^2 mT_i \left(\frac{p_s}{p_i}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \\
 &= p' - p_s \frac{\Delta B_s}{8,95} \frac{\nu_s \mu_s}{nD} \frac{\sqrt{mT_i}}{(z+x')} \sqrt{\left(\frac{p_s}{p_i}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \left[2 \sqrt{\frac{p'}{p_s} - 1} - \right. \\
 &\quad \left. - \frac{\Delta B_s \nu_s \mu_s}{8,95 nD (z+x')} \sqrt{\left(\frac{p_s}{p_i}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \right]. \quad (36)
 \end{aligned}$$

При достаточно большом числе элементов можно пренебречь членом, содержащим квадрат величины ΔB_s , следовательно, получим

$$p'' \approx p' - 2\sqrt{p_s} \sqrt{p' - p_s} \frac{\Delta B_s}{8,95} \frac{\nu_s \mu_s}{nD} \frac{\sqrt{mT_i}}{(z+x')} \sqrt{\left(\frac{p_s}{p_i}\right)^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (37)$$

Для второй части элемента изменение давления от p'' до p''' находится следующим образом:

$$p''' = p'' \left(\frac{V''}{V'''}\right)^k = p'' \left(1 + \frac{V'' - V'''}{V'''}\right) \approx p'' \left(1 + k \frac{\Delta V}{V'''}\right) = p'' \left(1 + 1,4 \frac{\Delta V}{V'''}\right), \quad (38)$$

где

$$\Delta V = V'' - V''' \text{ и } \frac{\Delta V}{V'''} = \frac{\Delta x V_h}{(z+x''')V_h} = \frac{\Delta x}{z+x'''},$$

а p'' следует подставить из ф-лы (36) или (37), причем в последнем случае снова пренебрежем членом высшего порядка, содержащим произведение ΔB_s и Δx . Таким образом, получим

$$p''' \approx p' - 2\sqrt{p_s} \sqrt{p' - p_s} \frac{\Delta B_s}{8,95} \frac{\nu_s \mu_s}{nD} \frac{\sqrt{mT_i}}{(z+x')} \sqrt{\left(\frac{p_s}{p_i}\right)^{\frac{k-1}{k}}} + 1,4 p' \frac{\Delta x}{z+x''}. \quad (39)$$

Эта формула позволяет по давлению p' в начале каждого элемента непосредственно находить давление p''' в конце этого элемента, что дает возможность строить по точкам линию давлений в картере во время продувки.

Полагая для характерного частного случая $p_s = 1,04 \text{ атм}$, $m = 1,05$, $T_i = 293^\circ \text{К}$, $p_i = 1,02 \text{ атм}$, находим

$$\begin{aligned}
 \frac{2\sqrt{p_s m T_i}}{8,95} \sqrt{\left(\frac{p_s}{p_i}\right)^{\frac{k-1}{k}}} &= \frac{2\sqrt{1,04 \cdot 1,05 \cdot 293}}{8,95} (1,04)^{0,143} \approx \frac{2\sqrt{320}}{8,95} \left(1 + \frac{0,02}{7}\right) = \\
 &= \frac{2 \cdot 17,88}{8,95} \cdot 1,0029 = 4,00.
 \end{aligned}$$

С этими подстановками ф-ла (39) получает простой вид

$$p''' = p' - 4 \frac{\Delta B_s \nu_s \mu_s}{(z+x') nD} \sqrt{p' - 1,04} + 1,4 p' \frac{\Delta x}{z+x''} \quad (40)$$

$$p' - p'' = 4 \frac{\Delta B_s \nu_s \mu_s}{(z + x') n D} \sqrt{p' - 1,04} - 1,4 p' \frac{\Delta x}{z + x''}. \quad (40')$$

Заметим, что после перехода через н. м. т. Δx становится отрицательным. Более подробное рассмотрение последних формул показывает, что с увеличением числа элементов, на которые разбит период продувки, линия давления в картре получает все более пологое течение, следовательно, целесообразно элементы брать не крупнее 5° поворота кривошипа в каждом.

Можно было бы ф-лу (40') привести к виду

$$-\frac{dp}{dx}(z+x) = 4 \frac{\nu_s \mu_s}{nD} \frac{dB_s}{dx} \sqrt{p-1,04} - 1,4 p, \quad (41)$$

что возможно использовать для графического решения задачи. В частности условие прохождения давления p через максимум отсюда напишется так:

$$4 \frac{\nu_s \mu_s}{nD} \frac{dB_s}{dx} \sqrt{p-1,04} = 1,4 p. \quad (41')$$

Последние ф-лы [(40) и далее] для своего применения требуют предварительной подготовки ряда геометрических величин, как-то: x' , Δx , ΔB_s и др. Вычисление этих вспомогательных величин должно производиться по возможности точно, так как многократные суммирование и вычитания (при большом числе интервалов) могут привести к существенной арифметической погрешности.

Все это, вместе взятое, говорит о большой громоздкости практического применения ф-л (40) и др., несмотря на их довольно простой внешний вид. В особенности эта громоздкость дает себя чувствовать при единичных подсчетах.

В силу указанного мы проделали со всеми деталями три серии подсчетов, в коих угол начала продувки был соответственно взят

$$y = 30^\circ, 40^\circ \text{ и } 50^\circ \text{ до н. м. т.}$$

при отношении радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = R:L = 1:4,5$ и объеме пространства сжатия кривошипной камеры $z = 3,5$ рабочих объемов цилиндра (из второстепенных величин были приняты $p_i = 1,02 \text{ ата}$, $p_i = 0,98 \text{ ата}$ и др.).

В табл. 87 даны главнейшие вспомогательные геометрические величины.

В качестве примера на применение ф-лы (40) с помощью вспомогательной табл. 87 проделаем вычисления для интервала от $y = 45^\circ$ при $p' = 1,32653 \text{ ата}$ и $\frac{nD}{\nu_s \mu_s} = 1565$.

Решение. Вспомогательные величины:

$$\Delta B_s = 19,912; z + x' = 3,618495; \Delta x = 0,024551; z + x'' = 3,593944.$$

Вычисление по ф-ле (40) дает последовательно

$$\begin{aligned} p''' &= p' - \left(4 \frac{\nu_s \mu_s}{nD} \frac{\Delta B_s}{z+x'} \sqrt{p'-1,04} - 1,4 \frac{\Delta x}{z+x''} p' \right) = \\ &= 1,32653 - \left(\frac{4}{1565} \frac{19,912}{3,618495} \sqrt{1,32653 - 1,04} - 1,4 \frac{0,024551}{3,593944} 1,32653 \right) = \\ &= 1,32653 - (0,00256 \cdot 5,51 \sqrt{0,28653} - 0,00956 \cdot 1,32653) = \\ &= 1,32653 - (0,00753 - 0,01268) = 1,32653 + 0,00515 = 1,33168 \text{ ата.} \end{aligned}$$

В каждой серии был проделан ряд подсчетов для различных $\frac{nD}{\nu_s \mu_s}$, пока не было найдено такое значение этой величины, при котором момент перехода

Вспомогательные геометрические величины

Угол до н.м.т. у =	50°	45°	40°	35°	30°	25°	20°	15°	10°	5°	0°
Положение поршня от н.м.т. х% =	14,5803	11,8495	9,3944	7,2167	5,310	3,69445	2,36272	1,3050	0,58950	0,150748	0
Δx^2 в долях хода поршня	0,027308	0,024551	0,0218273	0,0190167	0,0161555	0,0133173	0,0105772	0,00715	0,00438752	0,00150748	—
$1,4 \frac{\Delta x}{3,5 + x'''} =$	0,01067	0,00956	0,00858	0,00751	0,00640	0,00529	0,00421	0,002855	0,001755	0,000603	—
Для I серии	—	—	—	—	4,160	11,531	17,507	21,933	24,821	26,299	—
	—	—	—	—	1,171	3,26	4,97	6,25	7,09	7,50	—
	—	—	—	—	1,178	3,27	4,99	6,25	7,09	7,51	—
Для II серии	—	—	5,590	15,779	24,582	31,953	37,929	42,355	45,243	46,721	—
	—	—	1,555	4,42	6,92	9,04	10,75	12,05	12,90	13,34	—
	—	—	1,565	4,45	6,95	9,05	10,80	12,09	12,90	13,34	—
Для III серии	6,949	19,912	31,5195	41,7085	50,5115	57,8825	63,8585	68,2845	71,1725	72,6505	—
	1,905	5,51	8,76	11,69	14,21	16,38	18,10	19,45	20,30	20,75	—
	1,920	5,54	8,83	11,74	14,29	16,40	18,20	19,50	20,33	20,77	—

давления в картере через равенство с давлением в цилиндре $p_s = 1,04 \text{ атм}$ наступал как раз при закрытии продувочных окон (табл. 88).

Таблица 88

Результаты трех серий подсчетов

Серия	I	II	III
Для $y =$	30°	40°	50°
соответствующее $\frac{nD}{v_{sk} \mu_s} =$	289	727	1565

Для $y = 50^\circ$ и $\frac{nD}{v_{sk} \mu_s} = 1565$ были найдены такие точки линии давления в картере (табл. 89):

Таблица 89

Линия давления в картере при $y = 50^\circ$

До н.м.т. $y =$	50°	45°	40°	35°	30°	25°
$p \text{ атм} =$	1,31506	1,32653	1,33163	1,33091	1,32476	1,31379
до н.м.т. $y =$	20°	15°	10°	5°	0°	
$p \text{ атм} =$	1,29876	1,28063	1,25979	1,23755	1,21465	
после н.м.т. $y =$	0°	5°	10°	15°	20°	25°
$p \text{ атм} =$	1,21465	1,19167	1,16928	1,14797	1,12778	1,10935
после н.м.т. $y =$	30°	35°	40°	45°	50°	
$p \text{ атм} =$	1,09260	1,07747	1,06383	1,05145	1,0397	1,04

На фиг. 73, 74 и 75 дано графическое изображение линии давления в картере для указанных трех серий (тонкие линии относятся к предварительным вариантам, а толстые — к окончательному решению).

Переходя от показанных в табл. 88 углов к относительной высоте продувочных окон в процентах хода поршня, получаем для наших трех серий подсчетов следующие результаты (табл. 90):

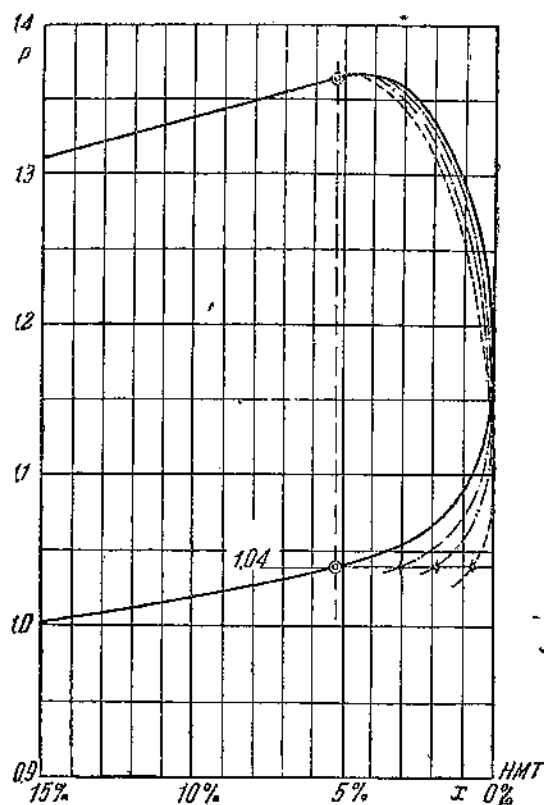
Таблица 90

Окончательный результат трех серий подсчетов

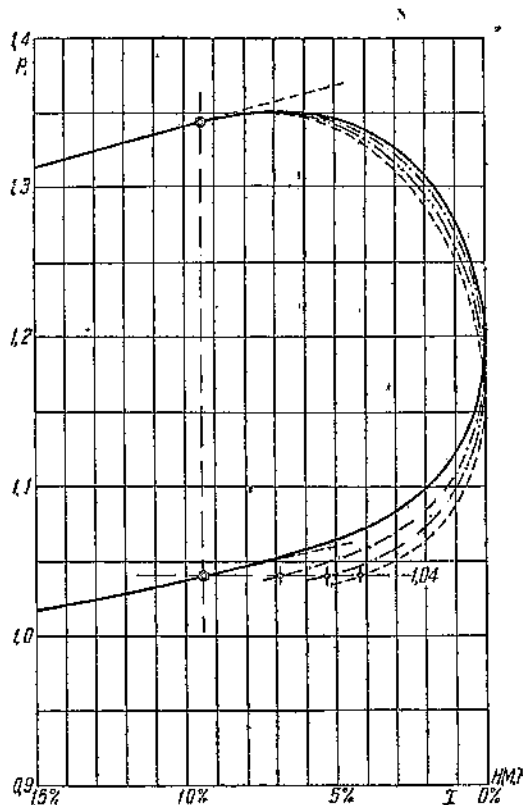
Серия	I	II	III
$\frac{nD}{v_{sk} \mu_s} =$	289	727	1565
$\frac{v_{sk} \mu_s}{c_m} =$	5,31%	9,39%	14,58%

Проводя кривую через эти три точки и через начало координат, нетрудно убедиться, что с достаточным практическим приближением функциональная зависимость σ_m от $\frac{nD}{v_{st}u_g}$ может быть выражена формулой типа

$$\sigma_m \% = c_m \left(\frac{nD}{v_{st}u_g} \right)^{0,6}, \quad (42)$$



Фиг. 73



Фиг. 74

отличающейся от аналогичной ф-лы (31) прежде всего величиной показателя. Значения коэффициента c_m для ф-лы (42) по взятым нами точкам дает табл. 91.

Таблица 91

$\frac{nD}{v_{st}u_g} =$	289	727	1565
$\left(\frac{nD}{v_{st}u_g} \right)^{0,6} =$	29,85	51,9	82,3
$\sigma_m \% =$	5,31	9,39	14,58
$c_m = \sigma_m \% : \left(\frac{nD}{v_{st}u_g} \right)^{0,6} =$	0,178	0,181	0,1775

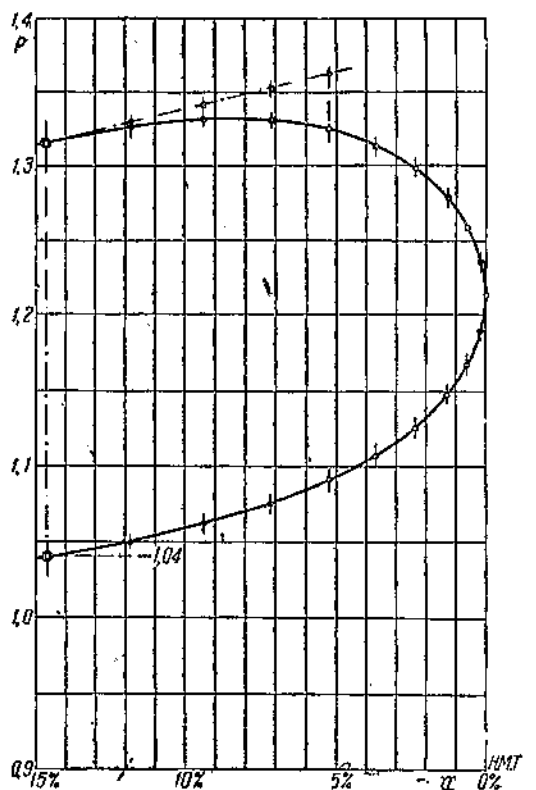
С некоторым округлением возможно принять коэффициент этот за постоянную величину, равную 0,18. В этом случае ф-ла (42) получает такой вид:

$$\sigma_m \% = 0,18 \left(\frac{nD}{v_{st}u_g} \right)^{0,6}. \quad (43)$$

Степень точности ф-лы (43) характеризуется табл. 92.

Сравнение σ_n по ф-ле (43) с точным σ_n по табл. 90

$\frac{nD}{v_{sl} u_s} =$	289	727	1565
$\sigma_n \% =$	5,37	9,33	14,81
вместо точного $\sigma_n \% =$	5,31	9,39	14,58
абсолютная погрешность	+0,06	-0,06	+0,23
или в процентах от $\sigma_n \%$	+1	-0,5	+1,5



Фиг. 75

Так как 1% от высоты продувочного окна лишь в крупных двигателях составляет около 1 мм, то, следовательно, полученная нами упрощенная ф-ла (43) практически вполне достаточно точно выражает найденные нами в упомянутых выше трех сериях подсчетов результаты и может быть принята в качестве расчетной формулы для определения высоты продувочных окон для кривошипно-камерных двигателей при сделанных нами допущениях.

Если в ф-ле (43) положить в качестве среднего значения для рассматриваемых двигателей $\mu_s = 0,775$, то получим

$$\sigma_n \% = 0,21 \left(\frac{nD}{v_s} \right)^{0,6}. \quad (44)$$

Для вычерчивания индикаторной диаграммы кривошипно-камерного насоса имеет некоторое значение величина давления в момент прохождения поршня через н. м. т. Как видно из фиг. 73, 74 и 75, эти давления $p_{нмт}$ в наших расчетах оказались таковы (табл. 93):

Таблица 93

Для серии	I	II	III
$p_{нмт} \text{ ата} =$	1,17	1,19	1,215
при $\sigma_n \% =$	5,31	9,39	14,58

Зависимость $p_{нмт}$ от σ_n очень хорошо выражается ф-лой

$$p_{нмт} = 1,144 + 0,00485 \sigma_n \%. \quad (45)$$

Не следует забывать, что полученные в § 2 числовые результаты относятся к частному, хотя и типичному случаю, когда $z = 3,5$; $p_s = 1,04 \text{ ата}$; $p_i = 1,02 \text{ ата}$; $mT_i = 1,05 \cdot 293 = 305,5^\circ \text{K}$, а поэтому например для существенно отличающегося от 3,5 значения z эти результаты не могут непосредственно использоваться.

§ 3. Сопоставление и обобщение первых двух способов определения высоты продувочных окон

Сравнивая между собой результаты вычисления высоты продувочных окон для кривошипно-камерных двигателей по первому—упрощенному способу (пренебрегая изменением объема кривошипной камеры во время продувки) и по второму—уточненному способу (с принятием во внимание переменности объема кривошипной камеры), мы видим, что в отдельных частных случаях первый способ приводит к большим высотам окон, чем второй, в отношении 1,2 до 1,3 (это отношение растет с увеличением высоты продувочных окон). Иначе говоря, чтобы полученный по первому способу результат σ_0 (или σ_z) привести к совпадению с результатом по второму способу σ_m (или σ_n), следует σ_0 (или σ_z) разделить на поправочный множитель $\beta > 1$. Табл. 94, составленная на материале выше разобранных основных наших примеров, позволяет вопрос о выборе коэффициента β несколько уточнить. В этой таблице принятые условные обозначения имеют следующий смысл:

σ_0 есть высота продувочного окна, найденная по первому способу, пользуясь ф-лой (30) с подстановкой $z = 3,5$

$$\sigma_0 \% = \left[\frac{(z+x) \sqrt{\frac{p_2}{1,04} - 1}}{34,2} \cdot \frac{nD}{v_s \mu_s} \right]^{2/3}; \quad (30)$$

σ_z есть высота, найденная также по первому способу, но по ф-ле (32), представляющей собой вариант с приближенно постоянным коэффициентом,

$$\sigma_z \% = 0,145 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{2/3}; \quad (32)$$

σ_m есть высота, найденная непосредственно по второму способу и приведенная в табл. 90;

σ_n есть высота, найденная также по второму способу, но с применением приближенной ф-лы (43)

$$\sigma_n \% = 0,18 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,6}. \quad (43)$$

Заметим, что приближенные формулы для коэффициентов β подобраны таким образом, что наибольшая погрешность получается лишь при весьма малых степенях быстроходности nD , не имеющих практического значения.

Соотношения, представленные формулами, приведенными в табл. 94, выражая собой сопоставление результатов подсчета продувочных окон по первому и второму способам (с вариантами), в то же самое время открывают путь для дальнейшего обобщения полученных нами по первым двум способам формул, как это видно из следующих рассуждений.

Пусть требуется построить формулу для определения σ , справедливую при произвольной относительной величине пространства сжатия кривошипной камеры z , но учитывающую влияние переменности объема камеры в процессе продувки.

Для решения этой задачи придется воспользоваться следующими формулами:

$$\sigma_m \approx \frac{\sigma_0}{\beta_{om}}, \quad (46)$$

$$\beta_{om} = 1,174 + 0,00712 \sigma_0 \%; \quad (47)$$

$$\sigma_0 \% = \left[\frac{(z+x) \sqrt{\frac{p_2}{p_1} - 1}}{34 p_s^{0,143}} \cdot \frac{nD}{v_s \mu_s} \right]^{2/3}. \quad (29)$$

Окончательный результат будет таков

$$\sigma_m \% \approx 1 : \left\{ 0,00712 + \frac{1,174}{\left[\frac{(z+x) \sqrt{\frac{p_2}{p_1} - 1}}{34 p_2^{0,143}} \cdot \frac{nD}{v_s \mu_s} \right]^{2,3}} \right\}. \quad (46)$$

Проверим эту формулу для известного уже нам случая $z = 3,5$ при $p_1 = 1,04 \text{ атм}$, беря в знаменателе второго слагаемого в скобках готовое значение $\sigma_0 = 19,1\%$ из табл. 85. Находим

$$\sigma_m \% \approx 1 : \left(0,00712 + \frac{1,174}{19,1} \right) = 1 : (0,00712 + 0,0615) = 1 : 0,0686 = 14,8,$$

между тем как по табл. 90 $\sigma_m = 14,58\%$ (а по табл. 92 $\sigma_m = 14,81\%$).

Таблица 94

Сопоставление первого и второго способов

$\frac{nD}{v_s \mu_s} =$	289	727	1565
По ф-ле (26) или (30) $\sigma_0 \% =$ По табл. 90 $\sigma_m \% =$	6,5 5,31	11,8 9,39	19,1 14,58
$\sigma_m \approx \frac{\sigma_0}{\beta_{om}} \quad (46) \quad \sigma_0 : \sigma_m =$ (47) $\beta_{om} = 1,174 + 0,00712 \quad \sigma_0 \% =$	1,222 1,220	1,258 1,258	1,310 1,310
По ф-ле (32) $\sigma_e \% =$ По табл. 90 $\sigma_m \% =$	6,34 5,31	11,71 9,39	19,55 14,58
$\sigma_m \approx \frac{\sigma_e}{\beta_{em}} \quad (48) \quad \sigma_e : \sigma_m =$ (49) $\beta_{em} = 1,105 + 0,01212 \quad \sigma_e \% =$	1,192 1,192	1,247 1,247	1,342 1,342
По ф-ле (26) или (30) $\sigma_0 \% =$ По ф-ле (43) $\sigma_n \% =$	6,5 5,37	11,8 9,33	19,1 14,81
$\sigma_n \approx \frac{\sigma_0}{\beta_{on}} \quad (50) \quad \sigma_0 : \sigma_n =$ (51) $\beta_{on} = 1,232 + 0,00278 \quad \sigma_0 \% =$	1,210 1,250	1,265 1,265	1,285 1,285
По ф-ле (32) $\sigma_e =$ По ф-ле (43) $\sigma_n =$	6,34 5,37	11,71 9,33	19,55 14,81
$\sigma_n \approx \frac{\sigma_e}{\beta_{en}} \quad (52) \quad \sigma_e : \sigma_n =$ (53) $\beta_{en} = 1,158 + 0,00829 \quad \sigma_e \% =$	1,183 1,2105	1,255 1,255	1,320 1,320

Ф-ла (46'), являясь универсальной и точной (относительно), в то же время слишком громоздка. Поставим себе целью для определенного z , например для $z = 5,5$ (крайне невыгодный случай!), путем приближенного преобразования привести ф-лу (46') к типу

$$\sigma \% = c \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,6}, \quad (42')$$

частным случаем которого является ф-ла (43). Рассмотрим три точки:

$$\frac{nD}{v_s \mu_s} = 289; 727; 1565.$$

Для всех трех точек имеем, оценивая $x = 0,1$,

$$p_2 = p_1 \left(\frac{z+1}{z+x} \right)^{1,4} \approx 0,98 \left(\frac{5,5+1}{5,5+0,1} \right) = 0,98 \cdot 1,161^{1,4};$$

$$1,4 \lg 1,161 = 1,4 \cdot 0,065; \quad 1,161^{1,4} = 1,233; \quad p_2 = 0,98 \cdot 1,233 = 1,209 \text{ атм.}$$

$$\sqrt{\frac{p_2}{p_1} - 1} = \sqrt{\frac{1,209}{1,04} - 1} = \sqrt{0,162} = 0,403; \quad p_2^{0,143} = 1,04^{0,143} = 1,006.$$

По ф-ле (39) получаем

$$\begin{aligned} \sigma_0 \% &= \left[\frac{(z+x) \sqrt{\frac{p_2}{p_1} - 1}}{34 p_2^{0,143}} \cdot \frac{nD}{v_s \mu_s} \right]^{2/3} = \left(\frac{5,6 \cdot 0,403}{34,2} \cdot \frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{2/3} = \\ &= \left(0,066 \frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{2/3} = 0,163 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{2/3}. \end{aligned} \quad (54)$$

Для $\frac{nD}{v_s \mu_s} = 289$ находим по ф-ле (54)

$$\sigma_0 = 0,163 \cdot 289^{2/3} = 0,163 \cdot 43,7 = 7,12\%;$$

далее по ф-ле (47)

$$\beta_{om} = 1,174 + 0,00712 \cdot 7,12 = 1,225;$$

затем по ф-ле (46)

$$\sigma_m \approx \sigma_0 : \beta_{om} = 7,12 : 1,225 = 5,84\%$$

и, наконец, из ф-лы (42')

$$c = \sigma : \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,6} = 5,84 : 289^{0,6} = 5,84 : 29,85 = 0,196.$$

Подобным образом для $\frac{nD}{v_s \mu_s} = 727$ находим

$$\sigma_0 = 0,163 \cdot 727^{2/3} = 0,163 \cdot 80,8 = 13,2\%;$$

$$\beta_{om} = 1,147 + 0,00712 \cdot 13,2 = 1,275;$$

$$\sigma_m \approx 13,2 : 1,275 = 10,35\%;$$

$$c = 10,35 : 727^{0,6} = 10,35 : 51,9 = 0,1995.$$

Также для $\frac{nD}{v_s \mu_s} = 1565$ имеем

$$\sigma_0 = 0,163 \cdot 1565^{2/3} = 0,163 \cdot 135 = 22,0\%;$$

$$\beta_{om} = 0,174 + 0,00712 \cdot 22 = 1,3305;$$

$$\sigma_m \approx 22 : 1,3305 = 16,55\%;$$

$$c = 16,55 : 1565^{0,6} = 16,55 : 82,3 = 0,201.$$

Найденные три значения $c=0,196$; $0,1995$ и $0,201$ можно заменить приближенно средним значением $c_r=0,20$ (округленно).

Таким образом, расчетная формула для $z=5,5$ получает упрощенный вид

$$\sigma_r = 0,2 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,6}, \quad (55)$$

тогда как для $z=3,5$ коэффициент был $0,18$.

Этот расчет показывает между прочим, что большой объем пространства сжатия кривошипной камеры не только снижает ее коэффициент подачи, но и требует увеличенных размеров окон, а следовательно, по обоим этим причинам значительно уменьшает среднее индикаторное давление рабочего цилиндра.

§ 4. Третий способ определения высоты продувочных окон, учитывающий новейшие тенденции в расчете кривошипно-камерных двигателей

Переменность давлений воздуха в кривошипной камере в период действия продувочных окон (давление падает примерно от $1,3 \text{ ата}$ в начале до 1 ата в конце процесса продувки) не дает возможности, как известно, применить к расчету продувочных окон для кривошипно-камерных двигателей те же формулы, которые справедливы для двигателей с отдельным продувочным насосом и ресивером продувочного воздуха.

В предположении постоянства давления в цилиндре во время продувки в предыдущем были даны два способа расчета продувочных окон для кривошипно-камерных двигателей. Первый из них, упрощенный, не учитывает переменной объема кривошипной камеры во время продувки и приводит к ф-лам (26) и (32). Второй способ, уточненный, учитывает эту переменность, для чего период продувки разбивается на ряд элементов, а окончательные результаты приводят к расчетным ф-лам (43) и (44). В дальнейшем были сделаны обобщения (см. § 3). Уточненный способ приводит, как мы видели, к существенно меньшим размерам продувочных окон по сравнению с первым, упрощенным способом. Другими словами, переменность объема кривошипной камеры ведет к некоторому уменьшению размеров продувочных окон по сравнению с обыкновенным способом, не учитывающим этой переменной (уменьшение размеров составляет в среднем $21—23\%$). Для обычных случаев второй способ дает

$$\sigma_n \% = 0,18 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,6}, \quad (43)$$

а при $\mu_s = 0,775$

$$\sigma_n \% = 0,21 \left(\frac{nD}{v_s} \right)^{0,6}. \quad (44)$$

Однако, те предпосылки, на основе которых выведены приведенные здесь формулы для определения высоты продувочных окон, не вполне отвечают конструкции и условиям работы новейших кривошипно-камерных двигателей, а именно в современных кривошипно-камерных двигателях известным выбором соотношений размеров выхлопной системы стремятся по возможности создать такого рода колебания давления в выхлопном трубопроводе, чтобы в цилиндре в первой половине периода продувки создавался некоторый избыток давления, а во второй половине — разрежение, чем значительно повышается коэффициент подачи кривошипно-камерного насоса, имеющий, вообще говоря, недостаточную величину. Но вместе с тем несколько падает средняя эффективная разность давления между камерой и цилиндром в течение продувки. Как то, так и другое, т. е. увеличение коэффициента подачи η продувочного насоса и уменьшение разности давлений $(p_s - p_c)_{\text{эф. ср.}}$, требует увеличения размеров продувочных окон сравнительно с тем, что дает расчет, основанный на принятии постоянства давления p_s . Далее некоторое увеличение коэффициента подачи насоса и соответственно размеров продувочных окон получается за счет инер-

дионного повышения давления в камере в конце всасывания, что легко достигается при современных конструкциях всасывающих клапанов кривошипно-камерного насоса, но предыдущими формулами не учитывалось (фиг. 72) (давление начала сжатия p_1 в камере, отнесенное к в. м. т., при этом получается выше атмосферного p). Наконец, чрезвычайно важным обстоятельством в новейших двухтактных двигателях является намеренно допускаемое значительное сокращение предварения выхлопа, в особенности рекомендуемое в кривошипно-камерных двигателях с наклонными продувочными каналами, что приводит в момент начала открытия продувочных окон к существенному превышению давления газов в цилиндре над давлением продувочного воздуха в камере, а поэтому часть времени открытия продувочных окон не используется по прямому назначению (заброс газов из цилиндра в камеру и их обратное перетекание в цилиндр вместе с продувочным воздухом); соответственно размеры продувочных окон опять требуют известного увеличения.

Совокупность перечисленных здесь обстоятельств заставляет пересмотреть приведенные выше формулы для определения σ в сторону повышения стоящего в правой части формулы коэффициента. Хотя в общем виде учесть отмеченные здесь факторы с их аналитическим обоснованием не представляется возможным, однако практика и некоторые косвенные соображения говорят, что для новейших кривошипно-камерных двигателей следует установленные нами в формулах для σ коэффициенты увеличить приблизительно в 1,5 раза. Поэтому, беря для $z = 3,5$ σ_n по ф-ле (43), мы найдем окончательное выражение для высоты продувочных окон такое (добавляем второй индекс k):

$$\sigma_{nk}^{\%} = 1,5 \sigma_n^{\%} = 1,5 \cdot 0,18 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,6} = 0,27 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,6}. \quad (56)$$

Полагая кроме $z = 3,5$ еще $\mu_s = 0,775$, мы вместо ф-лы (44) находим

$$\sigma_{nk}^{\%} = 1,5 \cdot 0,21 \left(\frac{nD}{v_s} \right)^{0,6} = 0,315 \left(\frac{nD}{v_s} \right)^{0,6}. \quad (57)$$

Табл. 95 содержит значения σ_{nk} , вычисленные по ф-ле (56).

Т а б л и ц а 95			
$\frac{nD}{v_s \mu_s} =$	289	727	1565
$\sigma_{nk}^{\%} = 1,5 \sigma_n$ или $0,27 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,6} =$	8,05	14,0	22,2

Если вместо $z = 3,5$ принять $z = 5,5$, то, беря σ_n по ф-ле (55), мы найдем окончательно

$$\sigma_{nk}^{\%} = 1,5 \cdot 0,2 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,6} = 0,3 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,6}. \quad (58)$$

Полагая кроме $z = 5,5$ еще $\mu_s = 0,775$, найдем

$$\sigma_{nk}^{\%} = 0,35 \left(\frac{nD}{v_s} \right)^{0,6}. \quad (59)$$

Можно было бы в качестве исходного выражения для высоты продувочных окон при постоянном давлении в цилиндре взять любое из данных выше, и после умножения на 1,5 мы придем к результату, который по числовой ве-

личине почти совпадает с приведенными в табл. 95 значениями, несмотря на совершенно другую форму уравнения. Так, например, для $z = 3,5$ можно взять

$$\sigma_e^{\%} = 0,145 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{2/3}; \quad (32)$$

$$\beta_{en} = 1,158 + 0,00829 \sigma_e^{\%}; \quad (53)$$

$$\sigma_n \approx \sigma_e : \beta_{en} \quad (52)$$

и окончательно

$$\sigma_{nk} = 1,5 \sigma_n.$$

Результаты вычисления приведены для нескольких случаев в табл. 96.

Таблица 96

Примерные значения σ_{nk} по третьему способу

$\frac{nD}{v_s \mu_s}$	289	727	1565
$\sigma_e^{\%} =$	6,34	11,71	19,55
$\beta_{en} =$	1,2105	1,255	1,320
$1,5 \sigma_e^{\%} : \beta_{en} =$	7,85	14,0	22,2
вместо $\sigma_{nk}^{\%} =$	8,05	14,0	22,2

В качестве одного из подтверждений правильности принятых нами окончательных формул для определения σ в новейших кривошипно-камерных двигателях обратимся к данным Цемана, который в своей последней книге (Zeman „Zweitakt-Dieselmotoren kleinerer und mittlerer Leistung“, 1935), основываясь на подсчетах, проведенных для безукоризненно работающих двигателей рассматриваемого типа с поперечной продувкой (как при наклонных продувочных каналах, так и при отражателе на поршне), выводит зависимость

$$S_s = 0,0009 \frac{nD}{\zeta_s \sin \alpha}, \quad (60)$$

где S_s есть действие продувочных окон, данное в единицах — радианы поворота кривошипа на доли хода поршня, nD — степень быстротходности двигателя, ζ_s — отношение суммарной ширины продувочных окон к диаметру цилиндра, α — угол между направлением верхней стенки продувочного канала и осью цилиндра.

Так как

$$v_s = \frac{\zeta_s \sin \alpha}{\pi},$$

то

$$S_s = \frac{0,0009}{\pi} \frac{nD}{v_s}.$$

Переходим далее от радианов к градусам и от долей хода к процентам:

$$B_{sq} = 57,3 \cdot 100 S_s = \frac{57,3 \cdot 100 \cdot 0,0009}{\pi} \frac{nD}{v_s} = 1,643 \frac{nD}{v_s}.$$

При принятом выше $\mu_s = 0,775$ можно последнюю формулу обобщить так:

$$B_{sq} = 1,643 \cdot 0,775 \frac{nD}{v_s \mu_s} = 1,273 \frac{nD}{v_s \mu_s}. \quad (61)$$

Но по ф-ле (17')

$$\sigma\% = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{15,46} B_s \right)^{2/3}$$

при $\lambda = 1:4,5$ получаем

$$\sigma_0' = \left(\frac{B_s}{17,39} \right)^{2/3} \quad (17'')$$

Подставляя сюда B_{sq} из ф-лы (61), находим

$$\sigma_q\% = \left(\frac{1,273}{17,39} \frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{2/3} = \left(0,0733 \frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{2/3} = 0,175 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{2/3} \quad (62)$$

Результат вычисления σ_q по ф-ле (62) дан в табл. 97.

Таблица 97
Вычисление σ_q по формуле (62)

$\frac{nD}{v_s \mu_s} =$	289	727	1565
$\sigma_q\% =$	7,64	14,15	23,6
вместо $\sigma_{nk}\%$	8,05	14,0	22,2
отношение $\sigma_q : \sigma_{nk} =$	0,948	1,011	1,063

Как видим из этой таблицы, при средней быстроходности значения σ_q и σ_{nk} почти совпадают. Расхождение же σ_q и σ_{nk} при весьма малых и весьма больших $\frac{nD}{v_s \mu_s}$ имеет полное основание, так как ф-ла (60), выведенная Цеманом из опытов с двигателями средней быстроходности, практически применима только для таких двигателей, но по своей структуре эта формула имеет по отношению к кривошипно-камерным двигателям неправильность, заключающуюся в принятии прямой пропорциональности между действием продувки, определяемым величиной S_s (или B_s), и $\frac{nD}{v_s \mu_s}$. Формулы типа ф-лы (60) справедливы для двигателей с отдельным продувочным насосом. В самом деле, если для кривошипно-камерных двигателей, как это было показано в § 2, σ_n пропорционально $\left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,6}$, а с другой стороны, из кинематических данных, σ пропорционально $B_s^{2/3}$, то в конечном счете B_s пропорционально $\left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,9}$. Отсюда и получается, что непринятие во внимание переменности объема кривошипной камеры в процессе продувки приводит к преувеличенным размерам σ_q при больших быстроходностях и к преуменьшенным — при малых.

Подводя итог рассмотрению трех основных способов расчета продувки кривошипно-камерных двигателей (§ 1 по § 4), мы приходим к таким выводам. Второй, уточненный способ ($p_s = \text{const}$, объем камеры переменный) дает наименьшую величину продувочных окон σ_m (или приблизительно σ_n), а именно, примерно 9,5% при средней быстроходности, характеризуемой произведением $\frac{nD}{v_s \mu_s} = 727$. Первый, упрощенный способ ($p_s = \text{const}$, объем камеры также по-

стоянный) дает среднюю величину продувочных окон σ_0 (или прикл. σ_0), примерно 12% при той же быстроходности. Третий способ, проверенный на новейших конструкциях кривошипно-камерных двигателей (при известных условиях, касающихся выполнения выхлопной системы), дает наибольшую величину $\sigma_{mk} = 1,5 \sigma_m$ (или $\sigma_{mk} = 1,5 \sigma_n$), примерно 14% при той же быстроходности.

Соотношение в размерах окон, получаемых этими тремя способами для различных $\frac{nD}{v_s \mu_s}$, характеризуется табл. 98.

Таблица 98

Сравнение первого со вторым способом и третьего с первым

$\frac{nD}{v_s \mu_s} =$	289	727	1565	Примечания
$\sigma_0 : \sigma_m =$ $\sigma_{mk} : \sigma_0 =$	1,222 1,229	1,256 1,193	1,310 1,145	или $\beta_{om} = 1,220$ 1,258 1,310 или $1,5 : \beta_{om} = 1,230$ 1,193 1,145
$\sigma_0 : \sigma_n =$ $\sigma_{mk} : \sigma_0 =$	1,183 1,268	1,255 1,186	1,320 1,138	или $\beta_{on} = 1,2105$ 1,255 1,320 или $1,5 : \beta_{on} = 1,240$ 1,186 1,138

§ 5. Расчет продувочных и выхлопных окон для кривошипно-камерных бескомпрессорных дизелей

Размеры продувочных окон, принимая новейший тип двигателя, будем определять по формуле

$$\sigma_{mk}^{\%} = 0,27 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,6}. \quad (56)$$

При этом, предполагая наклонные продувочные окна под углом верхней стенки к оси цилиндра $\alpha = 30^\circ$, будем считать использованную долю окружности цилиндра

$$v_s = \frac{\zeta_s}{\pi} \sin \alpha = \frac{0,8}{\pi} \sin 30^\circ = 0,255 \cdot 0,5 = 0,1275 \approx 0,13.$$

Коэффициент расхода продувочных окон, учитывая наличие канала с поворотом, оценим умеренной величиной $\mu_s = 0,77$.

Соответственно эффективное использование окружности для продувки

$$v_s \mu_s = 0,13 \cdot 0,77 = 0,10.$$

Так как

$$0,6 \lg 10 = 0,6 \text{ и } 10^{0,6} = 3,98,$$

то, следовательно, ф-ла (56) принимает вид

$$\sigma_{mk}^{\%} = 0,27 \left(\frac{nD}{0,1} \right)^{0,6} = 0,27 (10nD)^{0,6} = 0,27 \cdot 3,98 (nD)^{0,6} = 1,075 (nD)^{0,6}. \quad (63)$$

Вычисления по этой формуле приводят к следующим результатам (табл. 99).

Таблица 99

Размеры продувочных окон для кривошипно-камерного дизеля

nD	40	50	80	100	120	150	160	200
$\lg (nD) =$	1,602	1,699	1,930	2,00	2,079	2,176	2,204	2,301
$0,6 \lg (nD) =$	0,961	1,018	1,141	1,200	1,247	1,305	1,322	1,380
$(nD)^{0,6} =$	9,14	10,42	13,85	15,85	17,65	20,20	21,00	24,00
$\sigma_{mk}^{\%} =$	9,82	11,21	14,88	17,03	18,95	21,70	22,58	25,8

Примечание. У Цемана, в цитированном выше труде, указаны такие размеры продувочных окон (табл. 100).

Таблица 100

$nD=$	50	100	150	200
$\sigma\% =$	11,0	17,5	22,8	27,8
вместо $\sigma_{\partial\kappa}\% =$	11,21	17,03	21,70	25,8

Различие в величине продувочных окон получается небольшое. Расчет предварения выхлопа ведем по формуле автора (гл. V)

$$\Delta_{\partial}^{\%} = 0,6 \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2], \quad (64)$$

в которой учтена степень сжатия $\epsilon = 15$, падение давления в процессе предварения выхлопа от 3 до 2 *атм*, а кроме того принято во внимание изменение объема цилиндра, связанное с перемещением поршня в процессе предварения выхлопа.

Долю окружности, использованную выхлопными окнами, будем считать

$$v_a = \frac{\zeta_a}{\pi} = \frac{1}{\pi} = 0,318 \approx 0,32.$$

Коэффициент расхода для выхлопа пусть $\mu_a = 0,65$.

Соответственно эффективное использование окружности для выхлопа

$$v_a \mu_a = 0,32 \cdot 0,65 = 0,208.$$

Так как

$$0,4 \lg \frac{1}{0,208} = 0,4 \lg 4,81 = 0,4 \cdot 0,682 = 0,2725; 4,81^{0,4} = 1,875; 0,6 \cdot 1,875 = 1,125,$$

то, следовательно, ф-ла (64) принимает вид

$$\Delta_{\partial}^{\%} = 1,125 (nD)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2] = 1,125 (nD)^{0,4} ms. \quad (65)$$

Вычисления по этой формуле, при σ из предыдущей таблицы, приводят к следующему результату (табл. 101):

Таблица 101

Размеры выхлопных окон для кривошипно-камерного дизеля

$nD=$	40	50	80	100	120	150	160	200
$\lg (nD) =$	1,602	1,699	1,903	2,00	2,079	2,176	2,204	2,301
$0,4 \lg (nD) =$	0,6405	0,679	0,7605	0,800	0,832	0,870	0,882	0,920
$(nD)^{0,4} =$	4,37	4,78	5,77	6,31	6,80	7,42	7,63	8,33
$\sigma_{\partial\kappa}\% =$	9,82	11,21	14,88	17,03	18,95	21,70	22,58	25,80
$= m_{\sigma} =$	0,998	1,008	1,03	1,036	1,04	1,039	1,038	1,027
$\Delta_{\partial}\% =$	4,91	5,41	6,69	7,36	7,95	8,66	8,90	9,62
$\psi_{\partial\kappa} = \sigma_{\partial\kappa} + \Delta_{\partial} =$	14,73	16,62	21,57	24,39	26,90	30,36	31,48	35,42
$\sigma_{\partial\kappa} : \psi_{\partial\kappa} =$	0,667	0,675	0,690	0,699	0,705	0,715	0,717	0,728

Примечание. У Цемана указаны такие размеры выхлопных окон (табл. 102):

Таблица 102

$nD =$	50	100	150	200
дано $\psi\% =$	12,4	20,4	26,8	32,5
вместо $\psi_{\partial\kappa}\% =$	16,62	24,39	30,36	35,42

Приходится констатировать недостаточность размеров выхлопных окон, рекомендуемых Цеманом.

Обработка приведенных в табл. 99 и 101 размеров продувочных и выхлопных окон позволяет подобрать для практического определения этих размеров простые формулы эмпирического типа, но достаточно точные (кроме области самых тихоходных двигателей, не применяющихся в действительности), а именно мы предлагаем такие формулы:

$$\sigma_{\text{диз. кр}}^{\%} = 2\sqrt{nD} - 2,9; \quad (66)$$

$$\Delta_{\text{диз}}^{\%} = 0,6\sqrt{nD} + 1,3; \quad (67)$$

следовательно,

$$\psi_{\text{диз. кр}}^{\%} = \sigma_{\text{диз. кр}}^{\%} + \Delta_{\text{диз}}^{\%} = 2,6\sqrt{nD} - 1,6. \quad (68)$$

Степень согласованности этих упрощенных формул с вышеприведенными таблицами характеризуется табл. 103.

Таблица 103

Проверка упрощенных формул (66), (67) и (68)

$nD=$	40	80	120	160	200
$\sqrt{nD}=$	6,325	8,945	10,96	12,65	14,15
по ф-ле (66) $\sigma^{\%}=$	9,75	14,99	19,02	22,40	25,40
по табл. 99 $\sigma^{\%}=$	9,82	14,88	18,95	22,58	25,80
по ф-ле (67) $\Delta^{\%}=$	5,09	6,66	7,88	8,89	9,78
по табл. 101 $\Delta^{\%}=$	4,91	6,69	7,95	8,90	9,62
по ф-ле (68) $\psi^{\%}=$	14,84	21,65	26,90	31,29	35,18
вместо (табл. 101) $\psi^{\%}=$	14,73	21,57	26,90	31,48	35,42

§ 6. Упрощенные формулы для p_i и p_e кривошипно-камерных бескомпрессорных дизелей

Среднее индикаторное давление двухтактного двигателя может быть подсчитано по формуле (см. работу автора "Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания", 1932):

$$p_i = ip_{i0}(1 - x_{\phi}) + \delta p_i, \quad (69)$$

где ip_{i0} есть среднее индикаторное давление рабочей части индикаторной диаграммы, δp_i — прибавка за счет площади диаграммы в процессе выхлопа, x_{ϕ} — потерянная часть хода поршня, выраженная в долях хода поршня.

Далее можно принять

$$\delta p_i = 0,5(p_4 - p_1)x_{\Delta} = 0,5(3 - 1)x_{\Delta} = x_{\Delta} = x_{\phi} - x_{\sigma}, \quad (70)$$

где p_4 и p_1 — соответственно давления в начале предварения выхлопа (приблизительно 3 *ата*) и в начале сжатия (приблизительно 1 *ата*), x_{Δ} и x_{σ} — соответственно превышение высоты выхлопных окон над продувочными и высота продувочных окон в долях хода поршня.

Таким образом,

$$p_i = ip_{i0}(1 - x_{\phi}) + x_{\Delta} \quad (71)$$

или иначе

$$p_i = ip_{i0} - ip_{i0}x_{\phi} + x_{\phi} - x_{\sigma} = ip_{i0} - (ip_{i0} - 1)x_{\phi} - x_{\sigma}. \quad (71')$$

Для среднего эффективного давления можно принять

$$p_e = p_i - (p_p + p_r), \quad (72)$$

где p_p — сопротивление продувочного насоса, а p_r — механические потери в двигателе, причем для кривошипно-камерного продувочного насоса можно положить $p_p = 0,15 \text{ ат}$, а механические потери для бескомпрессорных двухтактных дизелей можно вычислять по формуле

$$p_r = 0,08 \sqrt{nD}. \quad (73)$$

Так как по ф-лам (68) и (67)

$$\phi^* = 2,6 \sqrt{nD} - 1,6 \text{ и } \Delta\% = 0,6 \sqrt{nD} + 1,3,$$

то для рассматриваемого случая по ф-лам (71), (72) и (73)

$$p_i = ip_{i0} (1,016 - 0,026 \sqrt{nD}) + 0,006 \sqrt{nD} + 0,013; \quad (74)$$

$$p_e = p_i - (0,08 \sqrt{nD} + 0,15) = ip_{i0} (1,016 - 0,026 \sqrt{nD}) + 0,006 \sqrt{nD} + 0,013 - 0,08 \sqrt{nD} - 0,15 = ip_{i0} (1,016 - 0,026 \sqrt{nD}) - 0,074 \sqrt{nD} - 0,137. \quad (75)$$

Если для наилучших условий положить при $nD = 95$ $p_e = 3,1 \text{ ат}$, то из последней формулы находим

$$ip_{i0} = \frac{p_e + 0,074 \sqrt{nD} + 0,137}{1,016 - 0,026 \sqrt{nD}} = \frac{3,1 + 0,721 + 0,137}{1,016 - 0,253} = \frac{3,958}{0,763} = 5,19 \approx 5,2 \text{ ат}.$$

Если же для средних условий принять при $nD = 95$ $p_e = 2,95 \text{ ат}$, то найдем

$$ip_{i0} = \frac{2,95 + 0,721 + 0,137}{1,016 - 0,253} = \frac{3,808}{0,763} = 4,99 \approx 5,0 \text{ ат}.$$

Для дальнейшего примем в наилучшем случае $ip_{i0} = 5,2 \text{ ат}$, соответственно по ф-лам (74) и (72) получаем

$$p_i = 5,2 (1,016 - 0,026 \sqrt{nD}) + 0,006 \sqrt{nD} + 0,013 = 5,28 - 0,135 \sqrt{nD} + 0,006 \sqrt{nD} + 0,013 = 5,293 - 0,129 \sqrt{nD} \approx 5,3 - 0,13 \sqrt{nD}; \quad (76)$$

$$p_e = p_i - (0,08 \sqrt{nD} + 0,15) = 5,293 - 0,129 \sqrt{nD} - 0,08 \sqrt{nD} - 0,15 = 5,143 - 0,209 \sqrt{nD} \approx 5,15 - 0,21 \sqrt{nD}. \quad (77)$$

Степень погрешности, внесенная округлением коэффициентов в последних ф-лах (76) и (77), характеризуется следующими примерами:

по ф-ле $p_i = 5,293 - 0,129 \sqrt{nD}$ для $nD = 40$ $p_i = 4,477$ для $nD = 200$ $p_i = 3,470$	по ф-ле $p_i = 5,3 - 0,13 \sqrt{nD}$ $p_i = 4,479$ $p_i = 3,462$	погрешность + 0,002 - 0,008
по ф-ле $p_e = 5,143 - 0,209 \sqrt{nD}$ для $nD = 40$ $p_e = 3,823$ для $nD = 200$ $p_e = 2,188$	по ф-ле $p_e = 5,15 - 0,21 \sqrt{nD}$ $p_e = 3,822$ $p_e = 2,182$	погрешность - 0,001 - 0,006

Для механического к. п. д. η_m находим ф-лу

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - (p_p + p_r)}{p_i} = 1 - \frac{p_p + p_r}{p_i} = 1 - \frac{0,15 + 0,08 \sqrt{nD}}{5,3 - 0,13 \sqrt{nD}}. \quad (78)$$

По последним ф-лам (76), (77) и (78) составлена справочная табл. 104.

Таблица 104

Значения p_i , p_e и η_m для лучших условий

$nD=$	40	80	120	160	200
$\sqrt{nD}=$	6,325	8,945	10,96	12,65	14,15
$p_i=$	4,478	4,138	3,875	3,658	3,462
$p_e=$	3,822	3,273	2,850	2,495	2,180
$\eta_m=$	0,854	0,792	0,736	0,682	0,630

Если же для средних условий принять $up_{i0}=5,0 \text{ ат}$ (вместо 5,2 для наилучших условий), то окончательные формулы для p_i , p_e и η_m примут такой вид:

$$p_i = up_{i0}(1,016 - 0,026\sqrt{nD}) + 0,006\sqrt{nD} + 0,013 = 5,08 - 0,13\sqrt{nD} + 0,006\sqrt{nD} + 0,013 = 5,093 - 0,124\sqrt{nD} \approx 5,1 - 0,125\sqrt{nD}; \quad (79)$$

$$p_e = p_i - (0,08\sqrt{nD} + 0,15) = 5,093 - 0,124\sqrt{nD} - 0,08\sqrt{nD} - 0,15 = 4,943 - 0,204\sqrt{nD} \approx 4,95 - 0,205\sqrt{nD}; \quad (80)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{0,15 + 0,08\sqrt{nD}}{p_i} = 1 - \frac{0,15 + 0,08\sqrt{nD}}{5,1 - 0,125\sqrt{nD}}. \quad (81)$$

По ф-лам (79), (80) и (81) составлена справочная табл. 105.

Таблица 105

Значения p_i , p_e и η_m для средних условий

$nD=$	40	80	120	160	200
$\sqrt{nD}=$	6,325	8,945	10,96	12,65	14,15
$p_i=$	4,310	3,982	3,730	3,520	3,332
$p_e=$	3,653	3,115	2,700	2,355	2,050
$\eta_m=$	0,848	0,782	0,724	0,669	0,616

Приведем экспериментальный материал для нескольких новейших двухтактных кривошипно-камерных бескомпрессорных дизелей с поперечной продувкой и наклонными продувочными каналами (табл. 106) (буквы первого столбца соответствуют точкам на фиг. 76).

Таблица 106

Выполненные двигатели

	N_e	D	S	n	$k=S:D$	nD	D^2	P_e
a	12	0,13	0,18	750	1,385	97,5	0,0169	3,02
b	25	0,19	0,26	500	1,37	95	0,0361	3,05
c	10	0,13	0,18	600	1,385	77,9	0,0169	3,14
d	15	0,16	0,22	500	1,375	80	0,0256	3,07
e	22	0,19	0,265	440	1,396	83,5	0,0361	3,00
f	30	0,22	0,30	420	1,365	96,6	0,044	2,84
g	40	0,27	0,33	350	1,225	94,4	0,0729	2,72
h	60	0,32	0,38	325	1,189	104	0,1023	2,73
i	8	0,115	0,15	850	1,305	97,7	0,0132	2,73

Примечание 1. В этой таблице все двигатели имеют струйное распыливание, лишь последнее аванкамерное.

Примечание 2. Среднее для всех девяти двигателей отношение хода поршня к диаметру $k = S:D = 1,333$, хотя для первых шести это отношение подходит близко к 1,4.

В этой таблице вычисление среднего эффективного давления p_e произведено по ф-ле (для двухтактных двигателей)

$$p_e = \frac{0,574 N_e}{knD^3} = \frac{0,574 N_e}{k(nD)D^2}. \quad (82)$$

На фиг. 76 нанесены в функции (nD) взятые из этой таблицы значения p_e (с соответствующими буквенными обозначениями точек), там же даны кривые p_i по ф-лам (76) и (79), кривые p_e по ф-лам (77) и (80), кривая σ по ф-ле (66) и кривая ψ по ф-ле (68).

В связи с полученными нами приближенными формулами для p_i и p_e стоит вопрос о мощности, приходящейся на 1 м² площади поперечного сечения цилиндра и пропорциональной величине $N_{eq} \approx N_e : D^2$. Так как из ф-лы (82) для эффективной мощности

$$N_{eq} = N_e : D^2 = \frac{k(nD)p_e}{0,574}, \quad (83)$$

или, принимая для кривошипно-камерных бескомпрессорных дизелей за характерное отношение $k = 1,4$,

$$N_{eq} = \frac{1,4}{0,574} (nD) p_e = 2,44 (nD) p_e,$$

следовательно, беря (при $ip_{e0} = 5,2$) для наилучших условий по ф-ле (77)

$$p_e = 5,15 - 0,21 \sqrt{nD},$$

находим

$$N_{eq} = 2,44 (5,15 - 0,21 \sqrt{nD}) nD. \quad (84)$$

Условие макс выражения

$$(a - b\sqrt{x})x$$

находят, приравнявая нулю первую производную

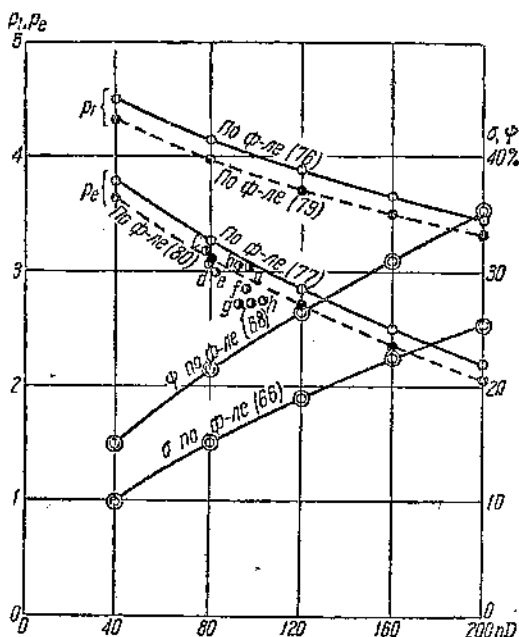
$$-\frac{bx}{2\sqrt{x}} + a - b\sqrt{x} = 0; \sqrt{x} = \frac{2a}{3b}; x = \left(\frac{2a}{3b}\right)^2.$$

В данном случае, при $a = 5,15$ и $b = 0,21$, находим для $(N_{eq})_{\max}$

$$nD = \left(\frac{2 \cdot 5,15}{3 \cdot 0,21}\right)^2 = 16,36^2 = 267,5;$$

$$p_e = 5,15 - 0,21 \cdot 16,36 = 5,15 - 3,435 = 1,715;$$

$$N_{eq} = 2,44 \cdot 267,5 \cdot 1,715 = 1118.$$



Фиг. 76

Для сопоставления вычислим N_{eq} для $nD = 80$ и $nD = 200$, беря значения p_s из табл. 104.

$$\text{Для } nD = 80 \quad N_{eq} = 2,44 \cdot 80 \cdot 3,273 = 638.$$

$$\text{Для } nD = 200 \quad N_{eq} = 2,44 \cdot 200 \cdot 2,18 = 1062.$$

Таким образом, при переходе от $nD = 80$ к $nD = 200$ увеличение приходящей на единицу площади поперечного сечения цилиндра мощности происходит в отношении

$$1062 : 632 = 1,665 \text{ раза,}$$

а при дальнейшем переходе к $(N_{eq})_{\max}$ в отношении

$$1118 : 1062 = 1,052 \text{ раза.}$$

Повторяя аналогичный вывод для средних условий (при $up_{to} = 5,0$), когда по ф-ле (80)

$$p_s = 4,95 - 0,205 \sqrt{nD},$$

находим

$$N_{eq} = 2,44 (4,95 - 0,205 \sqrt{nD}) nD. \quad (85)$$

Для точки $\max$ при $a = 4,95$ и $b = 0,205$

$$nD = \left(\frac{2 \cdot 4,95}{3 \cdot 0,205} \right)^2 = 16,1^2 = 259;$$

$$p_s = 4,95 - 0,205 \cdot 16,1 = 4,95 - 3,30 = 1,65;$$

$$N_{eq} = 2,44 \cdot 259 \cdot 1,65 = 1040.$$

$$\text{Для } nD = 80 \quad N_{eq} = 2,44 \cdot 80 \cdot 3,115 = 607.$$

$$\text{Для } nD = 200 \quad N_{eq} = 2,44 \cdot 200 \cdot 2,05 = 1000.$$

В этом случае при переходе от $nD = 80$ к $nD = 200$ N_{eq} увеличивается в отношении

$$1000 : 607 = 1,645,$$

а при дальнейшем переходе к $(N_{eq})_{\max}$ в отношении

$$1040 : 1000 = 1,04.$$

§ 7. Расчет продувочных и выхлопных окон для кривошипно-камерных нефтянок

В основу определения размеров продувочных окон положим ту же ф-лу (56), какой мы пользовались и для бескомпрессорных дизелей кривошипно-камерной конструкции,

$$\sigma_{пк}^* = 0,27 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,6}.$$

Но в данном случае примем наличие отражательного козырька на поршне (вместо наклонных продувочных каналов), в соответствии с чем будем считать использованную долю окружности цилиндра

$$v_s = \frac{r_s}{\pi} \sin \alpha = \frac{0,8}{\pi} \sin 90^\circ = 0,255 \cdot 1 \approx 0,26.$$

Коэффициент расхода μ_s в этом случае оценим величиной $\mu_s = 0,75$ (при наклонных продувочных окнах для бескомпрессорных дизелей он был взят равным 0,77). Соответственно эффективное использование окружности

$$v_s \mu_s = 0,26 \cdot 0,75 = 0,195.$$

Так как

$$0,6 \lg 5,13 = 0,6 \cdot 0,710 = 0,426; 5,13^{0,6} = 2,67,$$

то ф-ла (56) для нефтянок приобретает вид

$$\sigma_n^{\%} = 0,27 \left(\frac{nD}{0,195} \right)^{0,6} = 0,27 (5,13 nD)^{0,6} = 0,27 \cdot 2,67 (nD)^{0,6} = 0,72 (nD)^{0,6}. \quad (86)$$

Сравнение с ф-лой (63) для кривошипно-камерных дизелей дает

$$\sigma_n : \sigma_{dk} = 0,72 : 1,075 = 0,67. \quad (87)$$

Вычисления по ф-ле (86) или (87) приводятся в табл. 107.

Таблица 107

Размеры продувочных окон для кривошипно-камерных нефтянок

$nD =$	40	80	120	160	200
По табл. 99 $\sigma_{dk}^{\%} =$	9,82	14,88	18,95	22,58	25,8
По ф-ле (86) или (87) $\sigma_n^{\%} =$	6,58	9,96	12,69	15,1	17,27

Расчет предварения выхлопа ведем по формуле автора для нефтянок

$$\Delta_n^{\%} = 0,45 \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma^{\%})^2] \quad (88)$$

для степени сжатия $\varepsilon = 5$, при падении давления от 2,5 до 2 *ата*, с принятием во внимание изменения объема цилиндра.

Как и для кривошипно-камерных дизелей, примем для нефтянок долю окружности, использованную выхлопными окнами,

$$v_a = \frac{1}{\pi} = 0,318 \approx 0,32$$

и коэффициент расхода $\mu_a = 0,65$, соответственно эффективное использование окружности для выхлопа

$$v_a \mu_a = 0,32 \cdot 0,65 = 0,208.$$

Поэтому вместо ф-лы (65) для нефтянок получаем

$$\begin{aligned} \Delta_n^{\%} &= \frac{0,45}{0,60} 1,125 (nD)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma^{\%})^2] = \\ &= 0,844 (nD)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma^{\%})^2] = 0,844 (nD)^{0,4} m_{\sigma}. \end{aligned} \quad (89)$$

Вычисления по ф-ле (89) даны в табл. 108.

Таблица 108

Размеры выхлопных окон для кривошипно-камерных нефтянок

$nD =$	40	80	120	160	200
По табл. 101 $(nD)^{0,4} =$	4,37	5,77	6,80	7,63	8,33
По табл. 107 $\sigma_n^{\%} =$	6,58	9,96	12,69	15,1	17,27
$m_{\sigma}^{\%} =$	0,973	1,000	1,019	1,030	1,037
По ф-ле 89 $\Delta_n^{\%} =$	3,59	4,87	5,85	6,63	7,30
$\psi_n = \sigma_n + \Delta_n^{\%} =$	10,17	14,83	18,54	21,73	24,57
$\sigma_n : \psi_n =$	0,647	0,673	0,685	0,695	0,704

Как видно из этой таблицы, отношение $\Delta_n : \Delta_d$ изменяется в пределах от 0,73 до 0,76 при изменении nD от 40 до 200. Отношение же $\sigma_n : \psi_n$ по сравнению с отношением $\sigma_{дк} : \psi_{дк}$ приблизительно на 0,02 меньше.

Для практического определения размеров окон в нефтянках могут быть применены следующие простые формулы:

$$\sigma_{нефт}^{\%} = 1,4 \sqrt{nD} - 2,5; \quad (90)$$

$$\Delta_{нефт}^{\%} = 0,5 \sqrt{nD} + 0,3; \quad (91)$$

$$\psi_{нефт}^{\%} = \sigma_{нефт} + \Delta_{нефт} = 1,9 \sqrt{nD} - 2,2. \quad (92)$$

Степень согласованности этих формул с найденными в табл. 107 и 108 данными показана в табл. 109.

Проверка упрощенных формул (90), (91) и (92)

Таблица 109

$nD =$	40	80	120	160	200
$\sqrt{nD} =$	6,325	8,945	10,96	12,65	14,15
По ф-ле (91) $\sigma =$	6,35	10,02	12,85	15,2	17,28
По табл. 107 $\sigma =$	6,58	9,96	12,69	15,1	17,27
По ф-ле (91) $\Delta =$	3,46	4,77	5,78	6,62	7,36
По табл. 108 $\Delta =$	3,59	4,87	5,85	6,63	7,30
По ф-ле (92) $\psi =$	9,81	14,79	18,63	21,82	24,64
Вместо (табл. 108) $\psi =$	10,17	14,83	18,54	21,73	24,57

§ 8. Упрощенные формулы для p_i и p_s нефтянок

Ф-ла (70), принимая $p_4 = 2,5 \text{ атм}$, получает вид

$$\delta p_i = 0,5 (p_4 - p_i) x_A = 0,5 (2,5 - 1) x_A = 0,75 x_A = 0,75 x_{\psi} - 0,75 x_{\sigma}. \quad (93)$$

Следовательно, ф-ла (69) преобразуется так:

$$p_i = up_{i0} (1 - x_{\psi}) + \delta p_i = up_{i0} (1 - x_{\psi}) + 0,75 x_A \quad (94)$$

или иначе

$$p_i = up_{i0} - up_{i0} x_{\psi} + 0,75 x_{\psi} - 0,75 x_{\sigma} = up_{i0} - (up_{i0} - 0,75) x_{\psi} - 0,75 x_{\sigma}. \quad (95)$$

Сохраняя сопротивление кривошипно-камерного насоса $p_p = 0,15$, берем величину потерь на трение для нефтянок меньшую, чем для бескомпрессорных дизелей (меньшая степень сжатия), а именно

$$p_r = 0,04 \sqrt{nD}. \quad (96)$$

Так как по ф-лам (92) и (91)

$$\psi_{0/n} = 1,9 \sqrt{nD} - 2,2 \text{ и } \Delta_{\%} = 0,5 \sqrt{nD} + 0,3,$$

то по ф-лам (94), (72) и (96) имеем для нефтянок

$$p_i = up_{i0} (1,022 - 0,019 \sqrt{nD}) + 0,0038 \sqrt{nD} + 0,002; \quad (97)$$

$$\begin{aligned} p_s = p_i - (p_p + p_r) &= p_i - (0,04 \sqrt{nD} + 0,15) = up_{i0} (1,022 - 0,019 \sqrt{nD}) + \\ &+ 0,0038 \sqrt{nD} + 0,002 - 0,04 \sqrt{nD} - 0,15 = up_{i0} (1,022 - 0,019 \sqrt{nD}) - \\ &- 0,0362 \sqrt{nD} - 0,148. \end{aligned} \quad (98)$$

Полагая для наилучших условий при $nD = 90$ $p_s = 2,3 \text{ ат}$, из ф-лы (98) находим

$$up_{i0} = \frac{p_s + 0,0362 \sqrt{nD} + 0,148}{1,022 - 0,019 \sqrt{nD}} = \frac{2,3 + 0,343 + 0,148}{1,022 - 0,180} = \frac{2,791}{0,842} = 3,32 \approx 3,3 \text{ ат}.$$

Если же для средних условий принять при $nD = 90$ $p_e = 2,05$ ат, то получим

$$ip_{10} = \frac{2,05 + 0,343 + 0,15}{1,022 - 0,180} = \frac{2,543}{0,842} = 3,02 \approx 3 \text{ ат.}$$

Для дальнейшего возьмем $ip_{10} = 3,3$ ат, следовательно, по ф-лам (97) и (72) находим

$$p_i = 3,3(1,022 - 0,019\sqrt{nD}) + 0,0038\sqrt{nD} + 0,002 = 3,375 - 0,0626\sqrt{nD} + 0,0038\sqrt{nD} + 0,002 = 3,377 - 0,0588\sqrt{nD} \approx 3,4 - 0,06\sqrt{nD}; \quad (99)$$

$$p_e = p_i - (0,04\sqrt{nD} + 0,15) = 3,377 - 0,0588\sqrt{nD} - 0,04\sqrt{nD} - 0,15 = 3,227 - 0,0988\sqrt{nD} \approx 3,25 - 0,1\sqrt{nD}. \quad (100)$$

Величина погрешности, внесенной округлением коэффициентов в последних ф-лах (99) и (100), характеризуется следующими примерами:

Таблица 110

	По ф-ле $p_i = 3,377 - 0,0588\sqrt{nD}$	По ф-ле $p_i = 3,4 - 0,06\sqrt{nD}$	Погрешность
Для $nD = 40$	$p_i = 3,005$	$p_i = 3,021$	+0,016
Для $nD = 80$	$p_i = 2,851$	$p_i = 2,864$	+0,013
Для $nD = 200$	$p_i = 2,546$	$p_i = 2,552$	+0,006

	По ф-ле $p_e = 3,227 - 0,0988\sqrt{nD}$	По ф-ле $p_e = 3,25 - 0,1\sqrt{nD}$	Погрешность
Для $nD = 40$	$p_e = 2,602$	$p_e = 2,618$	+0,016
Для $nD = 80$	$p_e = 2,343$	$p_e = 2,355$	+0,012
Для $nD = 200$	$p_e = 1,829$	$p_e = 1,835$	+0,006

Для механического коэффициента полезного действия по полученным выше формулам имеем

$$\eta_m = 1 - \frac{p_e + p_r}{p_i} = 1 - \frac{0,15 + 0,04\sqrt{nD}}{3,4 - 0,06\sqrt{nD}}. \quad (101)$$

По ф-лам (99), (100) и (101) составлена справочная табл. 111.

Таблица 111

Значения p_i , p_e и η_m для лучших условий

$nD =$	40	80	120	160	200
$\sqrt{nD} =$	6,325	8,945	10,96	12,65	14,15
$p_i =$	3,021	2,864	2,743	2,641	2,552
$p_e =$	2,618	2,355	2,154	1,985	1,835
$\eta_m =$	0,866	0,822	0,784	0,752	0,719

Теперь рассмотрим средние условия, предполагая $up_{i0} = 3 \text{ ат}$; следовательно, по ф-лам (97) и (72) находим

$$p_i = 3(1,022 - 0,019 \sqrt{nD}) + 0,0038 \sqrt{nD} + 0,002 = 3,066 - 0,057 \sqrt{nD} + 0,0038 \sqrt{nD} + 0,002 = 3,068 - 0,0532 \sqrt{nD} \approx 3,07 - 0,053 \sqrt{nD}; \quad (102)$$

$$p_e = p_i - (0,04 \sqrt{nD} + 0,15) = 3,068 - 0,0532 \sqrt{nD} - 0,04 \sqrt{nD} - 0,15 = 2,918 - 0,0932 \sqrt{nD} \approx 2,92 - 0,093 \sqrt{nD}. \quad (103)$$

Заметим, что для $nD \geq 80$ с ошибкой $\pm 0,02$ можно было бы принять еще более округленно

$$p_i = 3,15 - 0,06 \sqrt{nD}; \quad (102')$$

$$p_e = 3,0 - 0,1 \sqrt{nD}, \quad (103')$$

откуда, совместно с ф-лами (99) и (100), можно получить следующую формулу для ориентировочных подсчетов при различных условиях работы:

$$p_e \approx up_{i0} - 0,1 \sqrt{nD}.$$

Для механического к. п. д. находим

$$\eta_m = 1 - \frac{0,15 + 0,04 \sqrt{nD}}{p_i} = 1 - \frac{0,15 + 0,04 \sqrt{nD}}{3,07 - 0,053 \sqrt{nD}}. \quad (104)$$

По ф-лам (102), (103) и (104) составлена справочная табл. 112.

Значения p_i , p_e и η_m для средних условий

Таблица 112

$nD =$	40	80	120	160	200
$\sqrt{nD} =$	6,325	8,945	10,96	12,65	14,15
$p_i =$	2,735	2,596	2,49	2,40	2,321
$p_e =$	2,332	2,088	1,90	1,744	1,605
$\eta_m =$	0,853	0,805	0,763	0,727	0,692

Экспериментальный материал для новых двухтактных нефтянок приведен в табл. 113.

Выполненные двигатели

Таблица 113

	N_e	D	S	n	$k = S:D$	nD	D^2	p_e
a	12	0,19	0,22	420	1,159	79,8	0,036	2,07
b	13	0,2	0,21	450	1,05	90	0,04	1,972
c	17	0,23	0,25	400	1,088	88	0,0484	2,105
d	28	0,275	0,29	375	1,055	103	0,0755	1,957
e	43	0,325	0,35	350	1,077	113,8	0,1056	1,905
f	18	0,25	0,3	325	1,20	81,2	0,0625	1,695

Для приведенных в этой таблице двигателей в среднем $k \approx 1,1$.

Среднее эффективное давление вычислено по ф-ле (82).

На фиг. 77 нанесены в функции (nD) взятые из этой таблицы значения p_i , кривые p_i по ф-лам (99) и (102), кривые p_e — по ф-лам (100) и (103), кривая σ по ф-ле (90) и кривая ψ по ф-ле (92).

Мощность $N_{eq} = N_e : D^2$ по ф-ле (83), принимая для нефтянок за характерное отношение $k = 1,1$, выражается так:

$$N_{eq} = \frac{N_e}{D^2} = \frac{k(nD)p_e}{0,574} = \frac{1,1}{0,574}(nD)p_e = 1,92(nD)p_e.$$

Следовательно, для наилучших условий (при $up_{10} = 3,3 \text{ ат}$), беря по ф-ле (100)

$$p_e = 3,25 - 0,1\sqrt{nD},$$

находим

$$N_{eq} = 1,92(3,25 - 0,1\sqrt{nD})nD. \quad (105)$$

Условие тах, при $a = 3,25$ и $b = 0,1$, таково

$$nD = \left(\frac{2a}{3b}\right)^2 = \left(\frac{2 \cdot 3,25}{3 \cdot 0,1}\right)^2 = 21,7^2 = 470;$$

$$p_e = 3,25 - 0,1 \cdot 21,7 = 3,25 - 2,17 = 1,08;$$

$$N_{eq} = 1,92 \cdot 470 \cdot 1,08 = 975.$$

Для сопоставления найдем N_{eq} для $nD = 80$ и $nD = 200$, беря из табл. 111 для $nD = 80$ $N_{eq} = 1,92 \cdot 80 \cdot 2,355 = 361$; для $nD = 200$ $N_{eq} = 1,92 \cdot 200 \cdot 1,835 = 703$.

Таким образом, при переходе от $nD = 80$ к $nD = 200$ мощность, приходящаяся на единицу площади поперечного сечения цилиндра, увеличивается в отношении

$$703 : 361 = 1,95,$$

а дальше при переходе к $(N_{eq})_{\text{тах}}$ в отношении

$$975 : 703 = 1,39.$$

Последнее отношение чрезвычайно велико по сравнению с соответствующим отношением для кривошипно-камерных дизелей, но в то же время и (nD) для $(N_{eq})_{\text{тах}}$ у нефтянок несравненно выше. Следовательно, у нефтянок имеющиеся возможности повышения мощности (N_{eq}) используются по динамическим причинам весьма несовершенно.

Повторяя аналогичный вывод для средних условий (при $up_{10} = 3 \text{ ат}$), когда применима ф-ла (103)

$$p_e = 2,92 - 0,093\sqrt{nD},$$

находим

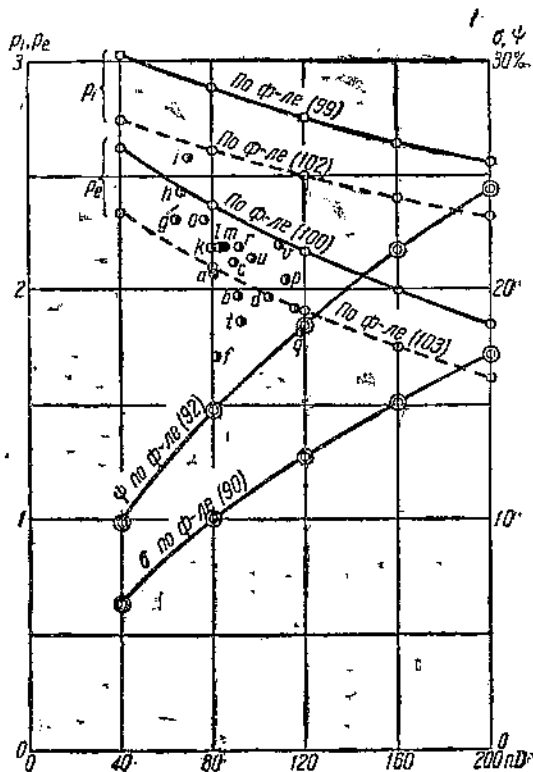
$$N_{eq} = 1,92(nD)p_e = 1,92(2,92 - 0,093\sqrt{nD})nD. \quad (106)$$

Условие тах этой функции, при $a = 2,92$ и $b = 0,093$, таково:

$$nD = \left(\frac{2 \cdot 2,92}{3 \cdot 0,093}\right)^2 = (20,95)^2 = 438;$$

$$p_e = 2,92 - 0,093 \cdot 20,95 = 2,92 - 1,947 = 0,97;$$

$$N_{eq} = 1,92 \cdot 438 \cdot 0,97 = 815.$$



Фиг. 77

Для $nD = 80$ и $nD = 200$, беря p_s из табл. 29, находим

$$\text{для } nD = 80 \quad N_{eq} = 1,92 \cdot 80 \cdot 2,088 = 320,5;$$

$$\text{для } nD = 200 \quad N_{eq} = 1,92 \cdot 200 \cdot 1,605 = 616.$$

При переходе от $nD = 80$ к $nD = 200$ N_{eq} увеличивается в отношении

$$616 : 320,5 = 1,925,$$

а при дальнейшем переходе к $(N_{eq})_{max}$ в отношении

$$815 : 616 = 1,32.$$

ДОБАВЛЕНИЕ ПЕРВОЕ

СВОДКА ФОРМУЛ ДЛЯ КРИВОШИПНО-КАМЕРНЫХ БЕСКОМПРЕССОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Для новейших кривошипно-камерных двигателей, с неполным предварением выхлопа и с использованием волн выхлопной системы для искусственного повышения коэффициента подачи камеры, при относительном объеме пространства сжатия камеры $z = 3,5$ и с учетом изменения объема камеры в процессе продувки, основной формулой для расчета продувочных окон является

$$\sigma_{dk}^{\%} = 0,27 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,6}. \quad (56)$$

Принимая, при наклонных продувочных каналах, $v_s \mu_s = 0,10$, имеем

$$\sigma_{dk}^{\%} = 1,075 (nD)^{0,6}. \quad (63)$$

При $\epsilon = 15$ и при падении давления в процессе предварения выхлопа от 3 до 2 *ата*, с учетом изменения объема цилиндра, имеем

$$\Delta_{\delta}^{\%} = 0,6 \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma^{\%})^2]. \quad (64)$$

При $v_a \mu_a = 0,208$

$$\Delta_{\delta}^{\%} = 1,125 (nD)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma^{\%})^2]. \quad (65)$$

Относительная высота выхлопных окон

$$\psi_{dk}^{\%} = \sigma_{dk} + \Delta_{\delta},$$

при этом для кривошипно-камерных бескомпрессорных дизелей (с принятыми выше условиями)

$$\sigma_{dk} : \psi_{dk} = \text{от } 0,667 \text{ (для } nD = 40) \text{ до } 0,728 \text{ (для } nD = 200).$$

Упрощенно при $v_s \mu_s = 0,1$

$$\sigma_{dk, \text{кр}}^{\%} = 2 \sqrt{nD} - 2,9, \quad (66)$$

а при $v_a \mu_a = 0,208$

$$\Delta_{\delta, \text{кр}}^{\%} = 0,6 \sqrt{nD} + 1,3. \quad (67)$$

При $v_s \mu_s = 0,1$ и $v_a \mu_a = 0,208$

$$\psi_{dk, \text{кр}}^{\%} = \sigma_{dk, \text{кр}} + \Delta_{\delta, \text{кр}} = 2,6 \sqrt{nD} - 1,6. \quad (68)$$

При несоблюдении хотя бы одного из условий $v_s \mu_s = 0,1$ и $v_a \mu_a = 0,208$ ф-ла (68) отпадает.

При $v_s \mu_s \neq 0,1$ ф-ла (66) требует вместо nD подстановки $\frac{0,1}{v_s \mu_s} nD$.

При $v_a \mu_a \neq 0,208$ ф-ла (67) вместо nD требует подстановки $\frac{0,208}{v_a \mu_a} nD$.

Среднее индикаторное давление для двухтактных дизелей (однопоршневых)

$$p_i = \overline{u p_{i0}} (1 - x_\psi) + x_\lambda \quad (71)$$

или

$$p_i = \overline{u p_{i0}} - (\overline{u p_{i0}} - 1) x_\psi - x_\lambda. \quad (71')$$

Среднее эффективное давление для двухтактных двигателей

$$p_e = p_i - (p_p + p_r), \quad (72)$$

где для кривошипно-камерных двигателей $p_p = 0,15$, а для бескомпрессорных двухтактных дизелей

$$p_r = 0,08 \sqrt{nD}. \quad (73)$$

При принятых выше $v_s \mu_s$ и $v_a \mu_a$ упрощенно можно принять:

для лучших условий, при $\overline{u p_{i0}} = 5,2$

$$p_i = 5,3 - 0,13 \sqrt{nD} \quad (76)$$

$$p_e = 5,15 - 0,21 \sqrt{nD} \quad (77)$$

для средних условий, при $\overline{u p_{i0}} = 5$

$$p_i = 5,1 - 0,125 \sqrt{nD} \quad (79)$$

$$p_e = 4,95 - 0,205 \sqrt{nD} \quad (80)$$

С более грубым приближением для любого $\overline{u p_{i0}}$

$$p_e = \overline{u p_{i0}} - 0,22 \sqrt{nD}.$$

Эффективная мощность двухтактного двигателя, отнесенная к квадрату диаметра цилиндра,

$$N_{eq} = \frac{N_e}{D^2} = \frac{k(nD)p_e}{0,574}. \quad (83)$$

Принимая для кривошипно-камерных бескомпрессорных дизелей отношение хода поршня к диаметру цилиндра $k = 1,4$, имеем:

для лучших условий, при $\overline{u p_{i0}} = 5,2$

$$N_{eq} = 2,44 (5,15 - 0,21 \sqrt{nD}) nD \quad (84)$$

$$(N_{eq})_{\max} = 1118 \text{ при } nD = 267,5$$

$$\text{и при } p_e = 1,715$$

для средних условий, при $\overline{u p_{i0}} = 5$

$$N_{eq} = 2,44 (4,95 - 0,205 \sqrt{nD}) nD \quad (85)$$

$$(N_{eq})_{\max} = 1040 \text{ при } nD = 259$$

$$\text{и при } p_e = 1,65$$

ДОБАВЛЕНИЕ ВТОРОЕ

СВОДКА ФОРМУЛ ДЛЯ НЕФТЯНОК

Основная формула для расчета продувочных окон (см. добавление первое) та же, что для кривошипно-камерных дизелей

$$\sigma_{пк}^{\%} = 0,27 \left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \right)^{0,6}. \quad (56)$$

Принимая, что при отражателном козырьке на поршне $v_s \mu_s = 0,195$, имеем для нефтянок

$$\sigma_{пк}^{\%} = 0,72 (nD)^{0,6}, \quad (86)$$

причем

$$\sigma_n : \sigma_{пк} = 0,67. \quad (87)$$

При $\epsilon = 5$ и при падении давления в процессе предварения выхлопа от 2,5 до 2 *ата*, с учетом изменения объема цилиндра, имеем

$$\Delta_n^{\%} = 0,45 \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma^{\%})^2]. \quad (88)$$

При $v_a \mu_a = 0,208$

$$\Delta_n^{\%} = 0,844 (nD)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma^{\%})^2]. \quad (89)$$

Относительная высота выхлопных окон

$$\psi_n^{\%} = \sigma_n + \Delta_n,$$

при этом для нефтянок (с принятыми выше условиями)

$\sigma_n : \psi_n =$ от 0,647 (для $nD = 40$) до 0,704 (для $nD = 200$),
кроме того

$\Delta_n : \Delta_{\partial} =$ от 0,730 (для $nD = 40$) до 0,759 (для $nD = 200$).

Упрощенно при $\nu_s \mu_s = 0,195$

$$\sigma_{нефт}^{\%} = 1,4 \sqrt{nD} - 2,5; \quad (90)$$

а при $\nu_a \mu_a = 0,208$

$$\Delta_{нефт}^{\%} = 0,5 \sqrt{nD} + 0,3. \quad (91)$$

При $\nu_s \mu_s = 0,195$ и $\nu_a \mu_a = 0,208$

$$\psi_{нефт}^{\%} = \sigma_{нефт} + \Delta_{нефт} = 1,9 \sqrt{nD} - 2,2. \quad (92)$$

При несоблюдении хотя бы одного из условий $\nu_s \mu_s = 0,195$ и $\nu_a \mu_a = 0,208$ ф-ла (92) отпадает.

При $\nu_s \mu_s \neq 0,195$ в ф-ле (90) вместо nD должно стоять $\frac{0,195}{\nu_s \mu_s} nD$.

При $\nu_a \mu_a \neq 0,208$ в ф-ле (91) вместо nD должно стоять $\frac{0,208}{\nu_a \mu_a} nD$.

Среднее индикаторное давление для двухтактных двигателей в применении к нефтянкам принимает вид:

$$p_i = ip_{i0} (1 - x_{\psi}) + 0,75 x_{\Delta} \quad (94)$$

или

$$p_i = ip_{i0} - (ip_{i0} - 0,75) x_{\psi} - 0,75 x_{\Delta}. \quad (95)$$

Среднее эффективное давление для двухтактных двигателей

$$p_e = p_i - (p_p + p_r), \quad (72)$$

где для кривошипно-камерных двигателей $p_p = 0,15$, а для нефтянок

$$p_r = 0,04 \sqrt{nD}. \quad (96)$$

При принятых выше $\nu_s \mu_s$ и $\nu_a \mu_a$ упрощенно можно принять:

для лучших условий, при $ip_{i0} = 3,3$	для средних условий, при $ip_{i0} = 3,0$
$p_i = 3,4 - 0,06 \sqrt{nD} \quad (99)$	$p_i = 3,07 - 0,053 \sqrt{nD} \quad (102)$

$p_e = 3,25 - 0,1 \sqrt{nD} \quad (100)$	$p_e = 2,92 - 0,093 \sqrt{nD} \quad (103)$
--	--

С более грубым приближением для любого ip_{i0}

$$p_e = ip_{i0} - 0,1 \sqrt{nD}.$$

Эффективная мощность нефтянки, отнесенная к квадрату диаметра цилиндра, принимая для нефтянок отношение хода поршня к диаметру цилиндра $k = 1,1$, выражается так:

для лучших условий, при $ip_{i0} = 3,3$	для средних условий, при $ip_{i0} = 3,0$
$N_{eq} = 1,92 (3,25 - 0,1 \sqrt{nD}) nD \quad (105)$	$N_{eq} = 1,92 (2,92 - 0,093 \sqrt{nD}) nD \quad (106)$
$(N_{eq})_{\max} = 975$ при $nD = 470$	$(N_{eq})_{\max} = 815$ при $nD = 438$
и при $p_e = 1,08$	и при $p_e = 0,97$

ДВИГАТЕЛИ С ОБРАЩЕННОЙ ПРЯМОТОЧНОЙ ПРОДУВКОЙ

§ 1. Расчет продувочных окон

В отношении условий протекания процесса продувки двигателя с обратной прямоточной продувкой (где продувочные окна размещены по окружности внизу цилиндра, выхлопные клапаны помещаются в крышке, осуществляется наддув) оказываются в лучших условиях, чем двигатели с петлевой продувкой. В частности внутренние сопротивления цилиндра при прямоточной продувке меньше, чем при петлевой, как в силу меньшей длины цилиндра первых двигателей по сравнению с последними (при прямоточной продувке отношение $k = \frac{S}{D}$ обычно выполняется равным от 1,0 до 1,25, при петлевой же

1,6 и чаще 1,8), так и в силу отсутствия при прямоточной продувке направленных навстречу друг другу воздушных потоков внутри цилиндра (что при петлевой продувке неизбежно). Однако, указанное преимущество прямоточной продувки частично уравнивается относительно меньшими площадями открытия выхлопных клапанов во время продувки, что вызывается наличием наддува. Еще значительнее преимущества прямоточной продувки по сравнению с продувкой Юнкера (где отношение k примерно составляет 3,5).

В силу указанного, если для петлевой продувки условный коэффициент расхода продувочных окон при расчете от давления в ресивере p_s до атмосферного давления p_a можно принять на основании опытных данных равным в среднем $\mu_{st} = 0,5$, то для двигателей с обратной прямоточной продувкой этот коэффициент оказывается примерно около 0,55 и даже выше (в зависимости от длины цилиндра и закона закрытия выхлопных клапанов), тогда как для двигателей Юнкера $\mu_{st} = 0,35$.

Что касается расчетных формул для определения высоты продувочных окон $\sigma\%$ (или обратно коэффициента расхода этих окон по известным размерам окон и давлениям, а также одного из давлений по известным размерам окон и коэффициенту расхода), то, очевидно, их вид не должен ничем отличаться от таких же формул для обычных двухтактных двигателей (лишь поправочный коэффициент q , зависящий от давлений, следует оценить немного более высоким значением, чем при простой продувке, так как наддув повышает величину продувочного давления p_s).

Основными давлениями при этом можно считать обычно давление в ресивере p_s и давление в выхлопном трубопроводе p_a , в соответствии с чем наибольшее значение имеют те варианты расчетных формул, которые содержат в себе условный коэффициент расхода μ_{sa} , но в некоторых частных случаях может встретиться надобность и в остальных вариантах этих формул (т. е. через давления p_s и p_i с коэффициентом μ_{si} , а также основная формула через давления p_s и p'_s с коэффициентом μ_s и формула через давления p_s и p'_s с коэффициентом μ_{sz}).

В соответствии со сказанным для расчета продувочных окон для рассматриваемого типа двигателей наиболее удобной формулой является формула типа

$$\sigma\% = \left(q \frac{nD}{v_s \mu_{sa}} \beta \eta \right)^{2/3} : \sqrt[3]{p_a (p_s - p_a)}. \quad (1)$$

Состав входящего в эту формулу коэффициента q таков:

$$q = \frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{2,47} \frac{p_i}{\sqrt{T_i}} rM. \quad (2)$$

В свою очередь поправочный коэффициент M берется по табл. 18 главы III.

$\frac{p_a}{p_s}$	0,9	0,8	0,7	0,65	0,6	0,5283 (критич.)
$M =$	1,0033	1,0089	1,0155	1,0199	1,0234	1,0227

в функции отношения давлений $\frac{p_a}{p_s}$ (при расчете не по коэффициенту μ_{sa} , а по другим коэффициентам, например μ_{sl} , μ_{sz} и др., следует в приведенной таблице отношение давлений рассматривать соответственно, как $\frac{p_l}{p_s}$, $\frac{p_z}{p_s}$ и т. д.).

Коэффициент же r находится при известных T_s и T_i по формуле

$$r = \sqrt{\frac{T_s}{T_i}}, \quad (3)$$

а при отсутствии хотя бы одной из этих температур можно применить формулу

$$r \approx 1 + y \frac{p_s - p_i}{p_i}, \quad (4)$$

где $y =$ от 0,2 до 0,3, в среднем $y = 0,25$.

Если в качестве характерных условий принять $p_i = 1,02 \text{ атм}$, $T_i = 293^\circ \text{К}$, $p_a = 1,03 \text{ атм}$, $p_s = 1,30 \text{ атм}$, то для нахождения соответствующего значения q имеем последовательно:

$$r = 1 + 0,25 \left(\frac{1,3}{1,02} - 1 \right) = 1 + 0,25 \cdot 0,275 = 1,069;$$

$$\frac{p_a}{p_s} = \frac{1,03}{1,3} = 0,793 \text{ и } M = 1,0089 - 0,0066 \frac{9,3}{10} = 1,0089 - 0,00614 = 1,0028 \approx 1,003;$$

$$\frac{p_i}{\sqrt{T_i}} = \frac{1,02}{\sqrt{293}} = \frac{1,02}{17,12} = 0,0596;$$

$$1 - \frac{\lambda}{2} = 1 - \frac{1}{9} = 0,8889^1.$$

Поэтому

$$q = \frac{0,8889}{2,47} \cdot 0,0596 \cdot 1,069 \cdot 1,003 = 0,0230; \quad q^{2,3} = 0,0810;$$

$$q^3 = 0,023^3 = 0,000529 = 1 : 1890.$$

С подстановкой найденного значения коэффициента q получаем формулу для определения σ в следующем виде:

$$\sigma\% = \left(0,023 \frac{nD}{\nu_s \mu_{sa}} \beta \eta \right)^{2/3} : \sqrt[3]{p_a(p_s - p_a)} = 0,081 \left(\frac{nD}{\nu_s \mu_{sa}} \beta \eta \right)^{2/3} : \sqrt[3]{p_a(p_s - p_a)}. \quad (5)$$

Из этой формулы может быть получено несколько формул для решения обратных задач. Так, для нахождения коэффициента расхода μ_{sa} по известным σ и давлениям p_a и p_s имеем

$$\mu_{sa} = \frac{0,023}{\sigma^{3/2} \sqrt{p_a(p_s - p_a)}} \cdot \frac{nD}{\nu_s} \beta \eta. \quad (6)$$

¹ Принимаем $\lambda = 1 : 4,5$. В двигателе Тринклера $\lambda = 1 : 4,63$; в двигателе Уинтона $\lambda = 1 : 3,85$; в двигателе 45 НК-8 $\lambda = 1 : 4,35$.

Для нахождения давления p_s по известным давлению p_a и коэффициенту расхода μ_{sa} имеем

$$p_s = p_a + \frac{\left(\frac{nD}{v_s \mu_{sa}} \beta \eta \right)^2}{1890 p_a \sigma^3}. \quad (7)$$

Кроме того, приведем еще формулу для определения давления p'_s при входе в цилиндр, которая получается из того варианта формулы для σ в который входят p_s , p'_s и коэффициент расхода μ_s (являющийся действительным коэффициентом расхода для продувочных окон):

$$p'_s = 0,5 p_s + \sqrt{(0,5 p_s)^2 - \frac{\left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \beta \eta \right)^2}{1890 \sigma^3}}. \quad (8)$$

Приведенные нами формулы позволяют решить ряд различных задач, как связанных с определением размеров окон для проектируемого двигателя, так и относящихся к подсчету результатов экспериментальных наблюдений.

§ 2. Примеры расчета продувочных окон

Пример 1. Требуется определить коэффициент μ_{sa} по следующим данным (проект проф. Г. В. Тринклера): $D = 475$ мм, $S = 470$ мм, для продувочного насоса $D_p = 1000/180$ мм, $S_p = 200$ мм, для двигателя и насоса $n = 450$, число продувочных окон $i_s = 16$, ширина каждого из них $e_s = 65$ мм, угол наклона $\alpha = 90^\circ$, высота продувочных окон $l_s = 60$ мм, закругление по углам имеет радиус 12 мм; $p_s = 1,20$, $p_a = 1,03$, $p_l = 1,02$ атм (оцениваем).

Решение этого примера начинаем с определения относительного количества продувочного воздуха $\varphi = \beta \eta$. При диаметре продувочного насоса $D_p = 1000/180$ мм площадь его поршня

$$F_p = 0,788 - 0,0255 = 0,762 \text{ м}^2,$$

а следовательно, при ходе его поршня $S_p = 200$ мм, рабочий объем его

$$V_{hp} = F_p S_p = 0,762 \cdot 0,2 = 0,1524 \text{ м}^3.$$

Для рабочего цилиндра при $D = 475$ мм $F = 0,178 \text{ м}^2$, а следовательно, при его ходе $S = 470$ мм, рабочий объем

$$V_h = FS = 0,178 \cdot 0,47 = 0,0836 \text{ м}^3.$$

Так как одна полость продувочного насоса приходится на каждый рабочий цилиндр, то относительный объем продувочного насоса

$$\beta = \frac{V_{hp}}{V_h} = \frac{0,1524}{0,0836} = 1,825.$$

Коэффициент подачи продувочного насоса для данного числа оборотов мы можем оценить ориентировочно величиной $\eta = 0,82$, а поэтому относительное количество продувочного воздуха

$$\varphi = \beta \eta = 1,825 \cdot 0,82 = 1,496 \approx 1,5.$$

Доля окружности, использованная продувочными окнами,

$$v_s = \frac{i_s e_s}{\pi D} \sin \alpha = \frac{16,65}{\pi 475} \sin 90^\circ = 0,697 \approx 0,70.$$

При учете же закруглений по углам можно принять $v_s = 0,67$.

Относительная высота продувочных окон

$$\sigma = \frac{e_s}{S} = \frac{60}{470} = 0,128 = 12,8\% \text{ и } \sigma^{3/2} = 12,8^{3/2} = 45,8.$$

Далее

$$\sqrt{p_a(p_s - p_a)} = \sqrt{1,03(1,20 - 1,03)} = \sqrt{1,03 \cdot 0,17} = \sqrt{0,175} = 0,418.$$

Поэтому

$$\mu_{sa} = \frac{0,023}{45,8 \cdot 0,418} \cdot \frac{450 \cdot 0,475}{0,7} \cdot 1,5 = 0,55.$$

При уменьшенном (за счет закруглений углов окон) значении $v_s = 0,67$ (вместо 0,70) мы нашли бы

$$\mu_{sa} = 0,55 \frac{0,7}{0,67} = 0,575.$$

По коэффициенту μ_{sa} можно найти коэффициент μ_{sl} , пользуясь формулой

$$\mu_{sl} = \mu_{sa} \frac{\sqrt{p_a(p_s - p_a)}}{\sqrt{p_l(p_s - p_l)}}. \quad (9)$$

Так как

$$\sqrt{p_l(p_s - p_l)} = \sqrt{1,02(1,20 - 1,02)} = \sqrt{1,02 \cdot 0,18} = \sqrt{0,1835} = 0,428,$$

то, следовательно, при $\mu_{sa} = 0,55$

$$\mu_{sl} = 0,55 \frac{0,418}{0,428} = 0,537,$$

а при $\mu_{sa} = 0,575$

$$\mu_{sl} = 0,575 \frac{0,418}{0,428} = 0,562.$$

Таким образом в данном примере, с учетом закругленности углов окон, $\mu_{sa} \approx 0,575$, а $\mu_{sl} \approx 0,56$.

Пример 2. Найти, в каких пределах изменяется отношение $\frac{\mu_{sa}}{\mu_{sl}}$ при $p_l = 1,02 \text{ ата}$, $p_a = 1,03 \text{ ата}$ и $p_s =$ от 1,1 до 1,35 ата.
При $p_s = 1,1 \text{ ата}$

$$\frac{\mu_{sa}}{\mu_{sl}} = \sqrt{\frac{1,02(1,1 - 1,02)}{1,03(1,1 - 1,03)}} = \sqrt{\frac{0,1835}{0,175}} = \frac{0,429}{0,419} = 1,024,$$

при $p_s = 1,35 \text{ ата}$

$$\frac{\mu_{sa}}{\mu_{sl}} = \sqrt{\frac{1,02(1,35 - 1,02)}{1,03(1,35 - 1,03)}} = \sqrt{\frac{0,336}{0,3295}} = \frac{0,580}{0,574} = 1,010.$$

Таким образом, коэффициент μ_{sl} меньше коэффициента μ_{sa} на $2\frac{1}{2} - 1\%$, причем эта разница убывает с возрастанием давления p_s .

Пример 3. Определить необходимую величину σ для двигателя 45 НК-8 (Коломенского завода) по следующим данным: $D = 410 \text{ мм}$, $S = 450 \text{ мм}$, $n = 500 \text{ об/мин}$, $i_s = 12$ окон, $e_s = 60 \text{ мм}$, угол наклона $\alpha = 90^\circ$, относительное количество продувочного воздуха $\varphi = \beta\eta = 1,5$, давление продувочного воздуха принимаем $p_s = 1,35 \text{ ата}$ при $p_a = 1,00 \text{ ата}$ и коэффициенте $\mu_{sa} = 0,55$.

По данным задачи находим

$$v_s = \frac{i_s e_s}{\pi D} = \frac{12 \cdot 60}{\pi 410} = 0,56,$$

следовательно

$$\sigma\% = 0,081 \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{nD}{v_s \mu_{sa}} \beta \eta\right)^3}{p_a(p_s - p_a)}} = 0,081 \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{500 \cdot 0,41}{0,56 \cdot 0,55} 1,5\right)^3}{1,00(1,35 - 1,00)}} =$$

$$= 0,081 \sqrt[3]{\frac{997^3}{0,35}} = 0,081 \sqrt[3]{2\,840\,000} = 11,48\%,$$

откуда высота продувочных окон

$$l_s = 0,1148 \cdot 450 = 51,6 \text{ мм.}$$

Выполнено же (проект) $l_s = 52 \text{ мм}$, или

$$\sigma = \frac{52}{450} = 11,55\%.$$

Пример 4. Найти давления p_s , p'_z и p''_z и коэффициенты расхода μ_{sz} и μ_{st} по следующим данным (проект Тринклера): $D = 475 \text{ мм}$, $S = 470 \text{ мм}$, $n = 450 \text{ мм}$, $v_s = 0,67$, $\mu_{sa} = 0,575$, $\beta \eta = 1,5$, $\sigma = 12,8\%$; $p_a = 1,03 \text{ ата}$, $p_i = 1,02 \text{ ата}$, $\mu_s = 0,9$ (три последние величины взяты по оценке).

Прежде всего заметим, что по данным задачи

$$\frac{\mu_{sa}}{\mu_s} = \frac{0,575}{0,9} = 0,639 \text{ или } \mu_s - \mu_{sa} = 0,9 - 0,575 = 0,325.$$

Далее находим последовательно

$$p_s = p_a + \frac{\left(\frac{nD}{v_s \mu_{sa}} \beta \eta\right)^2}{1890 p_a \sigma^3} = 1,03 + \frac{\left(\frac{450 \cdot 0,475}{0,67 \cdot 0,575} 1,5\right)^2}{1890 \cdot 1,03 \cdot 12,8^3} =$$

$$= 1,03 + \frac{832^2}{1890 \cdot 1,03 \cdot 2097} = 1,200 \text{ ата};$$

$$p'_z = 0,5 p_s + \sqrt{(0,5 p_s)^2 - \frac{\left(\frac{nD}{v_s \mu_s} \beta \eta\right)^2}{1890 \sigma^3}} = 0,600 +$$

$$+ \sqrt{0,600^2 - \frac{\left(\frac{450 \cdot 0,475}{0,67 \cdot 0,9} 1,5\right)^2}{1890 \cdot 12,8^3}} = 0,600 + \sqrt{0,600^2 - \frac{531^2}{1890 \cdot 2097}} =$$

$$= 0,600 + \sqrt{0,360 - 0,0714} = 1,136 \text{ ата};$$

$$p_s - p'_z = 1,200 - 1,136 = 0,064 \text{ ата.}$$

Далее по $(p_s - p'_z)$ намечаем $(p''_z - p_a)$ так, чтобы при наличии наддува вторая разность была равна или больше первой (возможен и более точный подсчет разности $p''_z - p_a$, однако он требует много времени). Примем ориентировочно

$$p''_z - p_a = 0,07 \text{ ата.}$$

Следовательно,

$$p''_z = p_a + (p''_z - p_a) = 1,03 + 0,07 = 1,10 \text{ ата.}$$

Внутреннее сопротивление цилиндра

$$\Delta p_s = p'_z - p''_z = 1,136 - 1,10 = 0,036 \text{ ата.}$$

Для нахождения коэффициента μ_{sz} имеем

$$\mu_{sz} = \mu_{sa} \frac{\sqrt{p_a(p_s - p_a)}}{\sqrt{p_z''(p_s - p_z'')}} = 0,575 \frac{\sqrt{1,03 \cdot 0,17}}{\sqrt{1,10 \cdot 0,10}} = 0,575 \frac{\sqrt{0,175}}{\sqrt{0,110}} =$$

$$= 0,575 \frac{0,418}{0,332} = 0,725.$$

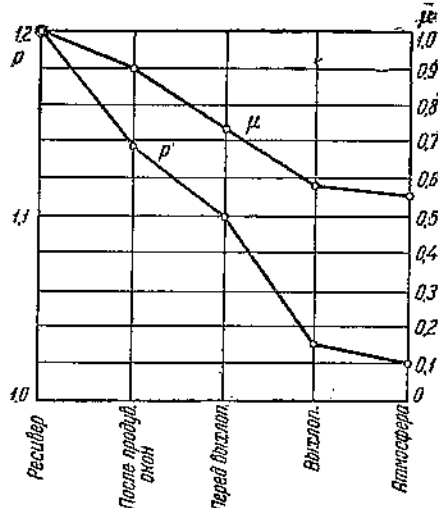
При этом

$$\frac{\mu_{sz}}{\mu_s} = \frac{0,725}{0,9} = 0,805; \quad \mu_s - \mu_{sz} = 0,9 - 0,725 = 0,175.$$

Наконец, для коэффициента μ_{sl} имеем

$$\mu_{sl} = \mu_{sa} \frac{\sqrt{p_a(p_s - p_a)}}{\sqrt{p_i(p_s - p_i)}} = 0,575 \frac{\sqrt{1,03 \cdot 0,17}}{\sqrt{1,02 \cdot 0,18}} = 0,575 \frac{\sqrt{0,175}}{\sqrt{0,1835}} = 0,575 \frac{0,418}{0,428} = 0,562.$$

Результаты вычислений, полученные в последнем примере, представлены графически на фиг. 78.



Фиг. 78

Пример 5. Требуется вычислить условный коэффициент расхода μ_{sa} для двигателя Уинтона (взято из Diesel Power, 1934, май, стр. 224—231, двигатель построен для высокоскоростного автовагона „Зефир“ в США, цилиндровая мощность $600 : 8 = 75$ э. л. с.). Этот двигатель с прямоточной продувкой, его основные данные таковы: $D = 203$ мм (8"), $S = 254$ мм (10"), следовательно, отношение $k = \frac{S}{D} = 1,253$, число оборотов $n = 750$ в мин., соответственно характеристика быстротходности $nD = 152,2$, длина шатуна $L = 489$ мм, следовательно, отношение $\lambda = 1 : 3,85$, степень сжатия $\epsilon = 16$, высота продувочных окон 25 мм (не доходят до н.м.т.), начало их действия 51° до н.м.т., давление продувочного воздуха $p_s = 0,21$ атм, относительное количество продувочного воздуха $\beta\eta = 1,64$ (от общего объема

цилиндров), продувочный насос — трехлопастная воздуходувка, число выхлопных клапанов $i_a = 4$, диаметр клапана $d = 70$ мм, подъем клапана $h = 14,3$ мм, начало открытия выхлопных клапанов $73,5^\circ$ до н.м.т.

Основная ф-ла (6) для решения данной задачи может быть написана так:

$$\mu_{sa} \gamma_s = \frac{0,023}{\sigma^{0,3,2} \sqrt{p_a(p_s - p_a)}} nD \beta\eta,$$

причем в коэффициент 0,023 включен множитель

$$1 - \frac{\lambda}{2} = 0,8889,$$

вычисленный при $\lambda = 1 : 4,5$.

Так как в данном случае

$$1 - \frac{\lambda}{2} = 1 - \frac{1}{7,7} = 1 - 0,13 = 0,87,$$

то, следовательно, вместо коэффициента 0,023 точнее поставить

$$0,023 \frac{0,87}{0,8889} = 0,0225.$$

Приведенная выше формула относится к обычным продувочным окнам, доходящим до н.м.т., чего в данном случае нет, так как относительная высота продувочных окон составляет

$$\frac{25}{254} = 0,0985 = 9,85\% \approx 10\%,$$

тогда как момент начала открытия продувочных окон соответствует относительному положению поршня $\sigma = 14,5\%$ до н.м.т., следовательно, эти окна не доходят до н.м.т. на

$$14,5 - 10 = 4,5\%,$$

или, иначе говоря, полное открытие продувочных окон наступает в момент прохода поршня через точку 4,5% до н.м.т.

Проверим, что относительному положению поршня 14,5% до н.м.т. соответствует указанный в условии угол 51° до н.м.т.

$$\cos y = \frac{\left(\pm \frac{1}{\lambda} - 1\right)(1 - 2x) - 2x^2}{\left(\pm \frac{1}{\lambda} - 1\right) + 2x}; \quad (10)$$

$$\frac{1}{\lambda} = 3,85; \quad x = 0,145; \quad \cos y = \frac{2,85 \cdot 0,71 - 0,042}{2,85 + 0,29} = \frac{1,978}{3,14} = 0,630; \quad y = 51^\circ.$$

Таким образом, взятая выше формула не может быть непосредственно применена к нашей задаче. Однако, применение этой формулы к случаю продувочных окон, не доходящих до н.м.т., все же оказывается возможным при помощи приема, который мы сейчас покажем для данного примера (в этом главная особенность примера 5).

Так как геометрическое действие продувочных окон b пропорционально $\sigma^{3/2}$, то, следовательно, недохождение этих окон до н.м.т. создает некоторую неполноту их действия, характеризуемую в данном частном случае множителем

$$\frac{14,5^{3/2} - 4,5^{3/2}}{14,5^{3/2}} = 1 - \left(\frac{4,5}{14,5}\right)^{3/2} = 1 - 0,3105^{3/2} = 1 - 0,173 = 0,827.$$

Отсюда вывод: если данные в условии задачи продувочные окна, не доходящие до н.м.т., имеют фактический коэффициент использования окружности γ_s , то эквивалентные им нормальные окна, доходящие до н.м.т. и имеющие тот же момент начала открытия (14,5% до н.м.т.), должны иметь коэффициент использования окружности $\gamma_s' = 0,827 \gamma_s$.

Итак, основное уравнение мы применяем к фиктивным продувочным окнам, имеющим относительную высоту $\sigma = 14,5\%$ до н.м.т. при коэффициенте использования окружности 0,827 γ_s .

Для формулы вычисляем

$$\sigma^{3/2} = 14,5^{3/2} = 55,2.$$

По условию $p_s - p_i = 0,21$ ат. Предполагая $p_i = 1,02$ ата и $p_a = 1,03$ ата, имеем

$$p_s - p_a = 0,21 - 0,01 = 0,20 \text{ и } \sqrt{p_a(p_s - p_a)} = \sqrt{1,03 \cdot 0,2} = \sqrt{0,206} = 0,4545.$$

Поэтому из основной формулы находим

$$\mu_{sa} v'_s = \frac{0,0225}{55,2 \cdot 0,4545} 152,2 \cdot 1,64 = 0,2237.$$

Оценивая фактическую степень использования окружности продувочными окнами коэффициентом $v_s = 0,50$ (малый диаметр цилиндра!), получим фиктивный

$$v'_s = 0,827 \cdot 0,5 = 0,4135$$

и, следовательно, искомый коэффициент расхода для продувочных окон

$$\mu_{sa} = \frac{0,2237}{0,4135} = 0,54,$$

что довольно близко подходит к выше найденным значениям этого коэффициента для других двигателей.

§ 3. Расчет выхлопных клапанов

Точный расчет выхлопных клапанов требует предварительного вычерчивания кривой открытия и по методу резко отличается от расчета окон. Однако, расчет выхлопных клапанов для двигателей с обращенной прямоточной продувкой можно свести к расчету выхлопных окон при обычной щелевой продувке, как это будет показано ниже.

Первоначально приведем некоторые данные, относящиеся к выполненным (или разработанным в проекте) двигателям рассматриваемого типа для возможности использования в дальнейшем некоторых средних характерных соотношений.

Таблица 114

Двигатель	Уинтон	Бурмайстер и Вайн	ЯГГ-10	45 НК-8	Тринклер (МЭМИИТ)
D (м) =	203	350	385	410	475
F_z (м ²) =	0,03236	0,0962	0,116	0,132	0,1775
S (м) =	254	420	420	450	470
k =	1,253	1,20	1,092	1,098	0,99
n =	750	500	500	500	450
nD =	152,2	175	192,5	205	214
i =	4	2	4	3	3
d (мм) =	70	128	100	130	158
h (мм) =	14,3	36	26	30	34
$h : d$ =	0,2043	0,281	0,260	0,2307	0,2155
$d : D$ =	0,345	(0,365)	(0,260)	0,317	0,333
$F_{кл}^{ном}$ (м ²) =	0,01539	(0,0257)	(0,0314)	0,0399	0,0588
$F_{кл}$ (м ²) =	(0,01089)	0,0223	0,0273	0,0318	(0,0438)
p =	(0,708)	(0,868)	(0,869)	0,80	(0,746)
m =	(0,337)	0,232	0,235	0,241	(0,247)

Табл. 114, содержащая эти данные, имеет следующие условные обозначения: F_z (м²) — площадь поперечного сечения цилиндра, k — отношение $\frac{S}{D}$, i — число выхлопных клапанов, d (мм) — диаметр клапана, h (мм) — высота подъема, $F_{кл}^{ном}$ (м²) — условная площадь открытия всех клапанов, вычисленная по диаметру d , $F_{кл}$ (м²) — фактическая наибольшая площадь открытия всех клапанов, вычисленная для полного их открытия, p — отношение $\frac{F_{кл}}{F_{ном}}$ и m есть отношение $\frac{F_{кл}}{F_z}$.

Заметим, что

$$F_{\kappa\lambda} = i\pi dh \cos \gamma, \quad (11)$$

причем обычно можно принять $\gamma = 30^\circ$, соответственно $\cos \gamma = 0,8660$ и, следовательно,

$$F_{\kappa\lambda} = 0,866 \pi idh \approx 2,72 \, ihd. \quad (12)$$

Далее

$$p = \frac{F_{\kappa\lambda}}{F_{\kappa\lambda}^{ном}} = \frac{i\pi dh \cos \gamma}{i \frac{\pi d^3}{4}} = 4 \cos \gamma \frac{h}{d}, \quad (13)$$

откуда при $\gamma = 30^\circ$

$$p = 4 \cdot 0,866 \frac{h}{d} = 3,464 \frac{h}{d}. \quad (14)$$

Затем

$$m = \frac{F_{\kappa\lambda}}{P_z} = \frac{p F_{\kappa\lambda}^{ном}}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{pi \frac{\pi d^3}{4}}{\frac{\pi D^2}{4}} = pi \left(\frac{d}{D} \right)^2 \quad (15)$$

или с подстановкой

$$p = 4 \cos \gamma \frac{h}{d}$$

имеем

$$m = 4 \cos \gamma \frac{h}{d} i \left(\frac{d}{D} \right)^2 = 4 \cos \gamma i \frac{hd}{D^2}, \quad (16)$$

а в частном случае при $\gamma = 30^\circ$

$$m = 3,464 \frac{ihd}{D^2}. \quad (17)$$

Заключенные в скобки в табл. 114 величины найдены путем пересчета исходных данных по вышеприведенным формулам.

Рассмотрение этой таблицы показывает, что отношение h вместе с увеличением размеров цилиндра имеет тенденцию к постепенному убыванию примерно от 1,25 до 1,0, характеристика быстроходности nD при этом возрастает приблизительно от 150 до 200 с лишним, отношение $\frac{h}{d}$ закономерно колеблется в пределах от 0,2 до 0,25 (и несколько выше), отношение p в соответствии с изменением $\frac{h}{d}$ колеблется от 0,7 до 0,8 (и выше), наконец, отношение m , исключая первый двигатель, колеблется вблизи значения 0,24, каковое может быть принято за наиболее типичное; у первого же двигателя оно достигает более высокого значения — около 0,34.

Можно было бы принять в качестве наиболее характерных следующие комбинации определяющих величину коэффициента m отношений (табл. 115):

Таблица 115

Характеристика	i	$d:D$	$h:d$	$m = 3,464 \frac{h}{d} \left(\frac{d}{D} \right)^2$
Обычные условия	3	$\frac{1}{4}$	0,21	$0,242 \approx 0,24$
Хорошие условия	4	$\frac{1}{3}$	0,22	$0,338 \approx 0,34$
Наилучшие условия	4	0,35	0,26	0,44

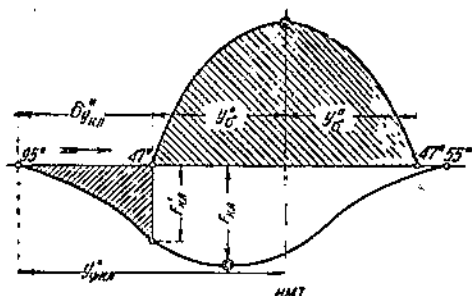
В дальнейших подсчетах мы рассмотрим параллельно два случая: для обычных условий $m = 0,24$ и соответственно

$$F_{кл} = mF_z = 0,24 F_z, \quad (18)$$

а для хороших условий $m = 0,34$ и соответственно

$$F_{кл} = 0,34 F_z. \quad (19)$$

На фиг. 79 показан примерный график распределения продувки и выхлопа в этих двигателях. Через y_0° обозначен угол, характеризующий положение кривошипа относительно н.м.т. в моменты начала открытия и окончательного закрытия этих окон, $\delta y_{кл}^\circ$ обозначен угол поворота кривошипа в течение предварения выхлопа. Закрытие выхлопных клапанов примерно совпадает с моментом закрытия продувочных окон (так как в начале подъема и перед посадкой клапан имеет очень медленное движение, то даже при окончательном закрытии выхлопных клапанов после закрытия продувочных клапанов все же эффект наддува получается в полной мере). Как видно из этой диаграммы, момент полного открытия выхлопных клапанов предшествует н.м.т.



Фиг. 79

Вычерченные в крупном масштабе диаграммы показывают, что время-сечение предварения выхлопа для клапанов составляет примерно

$$\int f_{кл} d\tau \approx (\text{от } 0,41 \text{ до } 0,43) F_{кл} \frac{\delta y_{кл}^\circ}{6n}, \quad (20)$$

где $F_{кл}$ есть площадь открытия клапанов в момент начала продувки. В свою очередь

$$F_{кл} \approx (\text{от } 0,85 \text{ до } 0,81) F_{кл}. \quad (21)$$

Таким образом, время-сечение предварения выхлопа для клапанов

$$\int f_{кл} d\tau = 0,348 F_{кл} \frac{\delta y_{кл}^\circ}{6n} \approx 0,35 F_{кл} \frac{\delta y_{кл}^\circ}{6n}. \quad (22)$$

Принимая для обычных условий по ф-ле (18)

$$F_{кл} = 0,24 F_z,$$

получаем

$$\int f_{кл} d\tau = 0,35 \cdot 0,24 F_z \frac{\delta y_{кл}^\circ}{6n} = 0,084 F_z \frac{\delta y_{кл}^\circ}{6n} = 0,084 \frac{\pi D^3}{4} \frac{\delta y_{кл}^\circ}{6n}. \quad (23)$$

Если же принять для хороших условий по ф-ле (19)

$$F_{кл} = 0,34 F_z,$$

то будем иметь

$$\int f_{кл} d\tau = 0,35 \cdot 0,34 F_z \frac{\delta y_{кл}^\circ}{6n} = 0,119 F_z \frac{\delta y_{кл}^\circ}{6n} = 0,119 \frac{\pi D^3}{4} \frac{\delta y_{кл}^\circ}{6n}. \quad (24)$$

С другой стороны, время-сечение выхлопных клапанов можно выразить через время-сечение воображаемых выхлопных окон, рассчитанных с такой степенью использования окружности $\gamma_{кл}$, чтобы полученный для этих выхлопных окон угол предварения выхлопа $\delta y_{ок}$ оказался примерно равным $2/3$ от угла

$\delta y_{\text{ж.}}$ (последующая проверка), иначе говоря, можно принять $\gamma_a \approx 0,32$ (как для обычной щелевой продувки).

Учитывая все сказанное, ход решения задачи определения момента начала предварения выхлопа должен быть следующий. Момент начала продувки предполагается уже известным по углу поворота кривошипа относительно н.м.т. y° или по относительному положению поршня x , причем для определения той из этих двух величин, которая не дана, служат формулы:

1)

$$x = 0,5(1 - \cos y) - \frac{1}{\lambda} \left[\left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^2 + \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^4 + \dots \right] \quad (25)$$

или при $\lambda = \frac{1}{4,5}$

$$x = 0,5(1 - \cos y) - 4,5 \left[\left(\frac{\sin y}{9} \right)^2 + \left(\frac{\sin y}{9} \right)^4 + \dots \right]. \quad (26)$$

Эта формула позволит найти относительное положение поршня в момент начала продувки x по соответствующему углу y° ;

2) ф-ла (10):

$$\cos y = \frac{\left(\frac{1}{\lambda} - 1 \right) (1 - 2x) - 2x^2}{\left(\frac{1}{\lambda} - 1 \right) + 2x}$$

или при $\lambda = \frac{1}{4,5}$

$$\cos y = \frac{3,5(1 - 2x) - 2x^2}{3,5 + 2x}. \quad (27)$$

Эта формула позволит найти положение кривошипа y° , соответствующее относительному положению поршня x в момент начала продувки.

Зная x и $\sigma\% = 100x$, мы подсчитываем относительное перемещение поршня в период предварения выхлопа, применяя выведенную в главе V формулу

$$\Delta\% = km_\epsilon m_p m_{nd} m_\sigma. \quad (28)$$

Здесь

$$m_\epsilon = 0,96 + \frac{0,6}{\epsilon}. \quad (29)$$

При ϵ около 15 можно принимать $m_\epsilon = 1$.

Далее

$$k = \frac{0,48}{p_5 - 0,4} + 1,9. \quad (30)$$

Для лучшего осуществления принципа прямооточности не следует брать высокого p_5 , лучше ограничиться значением $p_5 = 1,5$ или даже $p_5 = 1,2$ атм, соответственно чему $k = 2,43$ и $k = 2,50$.

Затем

$$m_p = \sqrt[3]{\left(\lg \frac{p_4}{p_5} \right)^2 : \left(\frac{p_4}{p_5} \right)}. \quad (31)$$

Так как при рассматриваемом здесь распределении точка начала выхлопа (фиг. 80) отстоит от н.м.т. значительно дальше, чем точка начала сжатия,

то давление в начале выхлопа p_4 оказывается весьма высоким (учитывая наличие наддува), примерно $p_4 = 6 \text{ ата}$. При $p_5 = 1,5$ и $p_4 = 6 \text{ ата}$ мы имеем

$$m_p = \sqrt[3]{\left(\lg \frac{6}{1,5}\right)^2 : \left(\frac{6}{1,5}\right)} = \sqrt[3]{(\lg 4)^2 : 4} = \sqrt[3]{0,602^2 : 4} = \sqrt[3]{0,0907} = 0,449,$$

а при $p_5 = 1,2$ и $p_4 = 6 \text{ ата}$ получаем

$$m_p = \sqrt[3]{\left(\lg \frac{6}{1,2}\right)^2 : \left(\frac{6}{1,2}\right)} = \sqrt[3]{(\lg 5)^2 : 5} = \sqrt[3]{0,699^2 : 5} = \sqrt[3]{0,0977} = 0,461.$$

Последние два множителя расчетной формулы для Δ имеют такой смысл:

$$m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_a \mu_a}\right)^{0,4}; \quad (32)$$

$$m_a = 1,04 - 0,0004(20 - \sigma\%)^2. \quad (33)$$

При этом, как указано выше, условно принимаем $v_a \approx 0,32$. Коэффициент же расхода можно оценить $\mu_a = 0,65$.

Таким образом, расчетная формула для нахождения Δ принимает вид: при $\epsilon = 15$, $p_4 = 6 \text{ ата}$, $p_5 = 1,5 \text{ ата}$

$$\Delta\% = 2,43 \cdot 1 \cdot 0,449 m_{nD} m_a = 1,09 m_{nD} m_a, \quad (34)$$

а при $p_5 = 1,2 \text{ ата}$

$$\Delta\% = 2,5 \cdot 1 \cdot 0,461 m_{nD} m_a = 1,152 m_{nD} m_a. \quad (35)$$

Найдя $\Delta\%$, вычисляем

$$\psi_{ок}^\circ = \sigma + \Delta,$$

затем по $x_{ок} = \frac{\psi_{ок}^\circ}{100}$ находим соответствующий угол $y_{ф_{ок}}^\circ$ по ф-ле (27)

$$\cos y = \frac{3,5(1 - 2x) - 2x^2}{3,5 + 2x}$$

и разность углов

$$\delta y_{ок}^\circ = y_{ф_{ок}}^\circ - y_\sigma,$$

представляющую угол поворота кривошина в период предварения выхлопа (для окон).

Так как площадь открытия выхлопных окон в момент начала продувки

$$F'_{ок} = \pi D v_a l_\Delta = \pi D v_a x_\Delta S, \quad (28)$$

(здесь $x_\Delta = \frac{\Delta\%}{100}$ выражено не в процентах, а в долях хода поршня), а продолжительность периода предварения выхлопа в секундах (для окон)

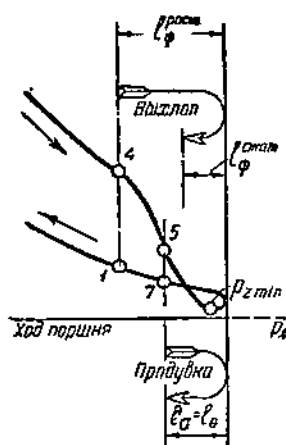
$$\delta \tau_{ок} = \frac{\delta y_{ок}^\circ}{6n}, \quad (29)$$

то время-сечение выхлопа для окон можно подсчитать по приближенной формуле

$$\int f_{ок} d\tau \approx 0,53 F'_{ок} \delta \tau_{ок} = 0,53 \pi D v_a x_\Delta S \frac{\delta y_{ок}^\circ}{6n}. \quad (30)$$

В первом приближении мы можем далее принять равенство время-сечений для выхлопных клапанов и для заменяющих их окон

$$\int f_{кл} d\tau = \int f_{ок} d\tau, \quad (31)$$



Фиг. 80

в более же общем случае можно написать

$$\int f_{\kappa\lambda} d\tau = q \int f_{ок} d\tau, \quad (32)$$

где поправочный множитель q учитывает неодинаковость коэффициентов расхода для клапанов и выхлопных окон и другие обстоятельства (более высокое давление p_4 в момент начала открытия выхлопных клапанов по сравнению с окнами, но зато и значительно большее влияние роста объема цилиндра во время выхлопа и пр.).

Можно принять примерно

$$q = \frac{\mu_{ок}}{\mu_{\kappa\lambda}} = \frac{0,65}{0,70} = 0,928.$$

Таким образом, мы нашли выражения для $\int f_{\kappa\lambda} d\tau$ и для $\int f_{ок} d\tau$, а также связь между этими двумя интегралами, что приводит к возможности определения искомого угла $\delta y_{\kappa\lambda}^\circ$.

Так, принимая для обычных условий коэффициент $m = 0,24$, имеем

$$0,084 \frac{\pi D^2}{4} \frac{\delta y_{\kappa\lambda}^\circ}{6n} = 0,53 q \pi D v_a x_\lambda S \frac{\delta y_{ок}^\circ}{6n},$$

откуда

$$\delta y_{\kappa\lambda}^\circ = \frac{0,53 \cdot 4}{0,084} q v_a x_\lambda \frac{S}{D} \delta y_{ок}^\circ = 25,3 q v_a x_\lambda k \delta y_{ок}^\circ \quad (33)$$

или при $q = 0,928$ и $v_a = 0,32$

$$\delta y_{\kappa\lambda}^\circ = 25,3 \cdot 0,928 \cdot 0,32 x_\lambda k \delta y_{ок}^\circ = 7,51 x_\lambda k \delta y_{ок}^\circ \approx 7,5 x_\lambda k \delta y_{ок}^\circ. \quad (34)$$

Беря же для хороших условий $m = 0,34$, получаем

$$0,119 \frac{\pi D^2}{4} \frac{\delta y_{\kappa\lambda}^\circ}{6n} = 0,53 q \pi D v_a x_\lambda S \frac{\delta y_{ок}^\circ}{6n},$$

откуда

$$\delta y_{\kappa\lambda}^\circ = \frac{0,53 \cdot 4}{0,119} q v_a x_\lambda \frac{S}{D} \delta y_{ок}^\circ = 17,82 q v_a x_\lambda k \delta y_{ок}^\circ \quad (35)$$

или при $q = 0,928$ и $v_a = 0,32$

$$\delta y_{\kappa\lambda}^\circ = 17,82 \cdot 0,928 \cdot 0,32 x_\lambda k \delta y_{ок}^\circ = 5,29 x_\lambda k \delta y_{ок}^\circ \approx 5,3 x_\lambda k \delta y_{ок}^\circ. \quad (36)$$

§ 4. Примеры расчета выхлопных клапанов

Пример 1. Сделаем пример применения выше выведенных формул к расчету выхлопных клапанов двигателя с обращенной прямоточной продувкой по следующим данным: $D = 410$ мм, $S = 450$ мм, $n = 500$ об/мин, высота продувочных окон $l_a = 52$ мм, давление $p_4 = 6$ ата, $p_5 = 1,2$ ата (двигатель 45НК-8). Считать $m = F_{\kappa\lambda} : F_z = 0,24$.

Для расчета выхлопных окон при данных давлениях p_4 и p_5 (и степени сжатия $\varepsilon = 15$) имеем

$$\Delta\% = 1,152 m_{nD} m_a,$$

где

$$m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4}$$

$$m_a = 1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2.$$

Вычисляем последовательно, беря $v_a = 0,32$ и $\mu_a = 0,65$,

$$\frac{nD}{v_a \mu_a} = \frac{500 \cdot 0,41}{0,32 \cdot 0,65} = 968; \quad 0,4 \lg 968 = 0,4 \cdot 2,994 = 1,198; \quad m_{nD} = 15,78.$$

$$\sigma = \frac{52}{450} = 0,1155 = 11,55\%;$$

$$m_s = 1,04 - 0,0004(20 - 11,55)^2 = 1,04 - 0,0286 = 1,0114 \approx 1,011;$$

$$\Delta\% = 1,152 \cdot 15,78 \cdot 1,011 = 18,38\%.$$

Следовательно, высота выхлопных окон в процентах хода поршня

$$\psi_{ок} \% = \sigma + \Delta = 11,55 + 18,38 = 29,93\%$$

или в относительных долях

$$x_{\psi_{ок}} = \frac{\psi_{ок} \%}{100} = 0,2993.$$

Для нахождения

$$\delta y_{ок}^{\circ} = y_{\psi_{ок}} - y_{\sigma}$$

по $x_{\sigma} = 0,1155$ вычисляем угол y_{σ} по формуле

$$\cos y_{\sigma} = \frac{3,5 \cdot 0,769 - 0,231 \cdot 0,1155}{3,5 + 0,231} = \frac{2,69 - 0,02665}{3,731} = \frac{2,663}{3,731} = 0,714,$$

откуда

$$y_{\sigma} = 45^{\circ}30' = 45,5^{\circ}.$$

Далее по $x_{\psi_{ок}} = 0,2993$ находим угол $y_{\psi_{ок}}$ по формуле

$$\cos y_{\psi_{ок}} = \frac{3,5 \cdot 0,4014 - 0,5986 \cdot 0,2993}{3,5 + 0,5986} = \frac{1,406 - 0,179}{4,0986} = \frac{1,227}{4,0986} = 0,299,$$

откуда

$$y_{\psi_{ок}} = 73^{\circ}10' = 73,167^{\circ}.$$

Таким образом

$$\delta y_{ок}^{\circ} = 73,167 - 45,5 = 27,667^{\circ} = 27^{\circ}40'.$$

Для перехода от фиктивных выхлопных окон к выхлопным клапанам имеем при принятых выше допущениях ($m = 0,24$) по ф-ле (34)

$$\delta y_{кл}^{\circ} = 7,5 x_{\Delta} k \delta y_{ок}^{\circ}.$$

Здесь

$$x_{\Delta} = x_{\psi_{ок}} - x_{\sigma} = 0,2993 - 0,1155 = 0,1838; \quad k = \frac{S}{D} = \frac{450}{410} = 1,098; \quad \delta y_{ок}^{\circ} = 27,667^{\circ}.$$

Поэтому

$$\delta y_{кл}^{\circ} = 7,5 \cdot 0,1838 \cdot 1,098 \delta y_{ок}^{\circ} = 1,512 \delta y_{ок}^{\circ} = 1,512 \cdot 27,667 = 41,9^{\circ} = 41^{\circ}54'.$$

Следовательно,

$$y_{\psi_{кл}} = y_{\sigma} + \delta y_{кл} = 45,5 + 41,9 = 87,4^{\circ} = 87^{\circ}24'.$$

Выполнено же $y_{\psi_{кл}} = 88^{\circ}$, следовательно, сделанные нами выше допущения в своей совокупности на данном примере вполне оправдываются.

Пример 2. Рассчитать начало открытия выхлопных клапанов для двигателя с прямоточной продувкой по следующим данным: $D = 203$ мм, $S = 254$ мм, $n = 750$ об/мин, $\lambda = 1:3,85$, момент начала продувки $\sigma = 14,5\%$ или $y_{\sigma} = 51^{\circ}$, отношение $m = F_{кл} : F_z = 0,34$ (двигатель Уинтона).

Для фиктивных выхлопных окон, принимая $p_4 = 6 \text{ ата}$, $p_5 = 1,2 \text{ ата}$ и $\epsilon = 15$, имеем расчетную формулу

$$\Delta\% = 1,152 m_{\text{нд}} m_{\sigma}.$$

Оценивая $v_a = 0,32$ и $\mu_a = 0,65$, находим последовательно

$$\frac{nD}{v_a \mu_a} = \frac{750 \cdot 203}{0,32 \cdot 0,65} = 732; \quad 0,4 \lg 732 = 0,4 \cdot 2,865 = 1,147; \quad m_{\text{нд}} = \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4} = 14,03.$$

$$m_{\sigma} = 1,04 - 0,0004(20 - \sigma\%)^2 = 1,04 - 0,084 = 0,956;$$

$$\Delta\% = 1,152 \cdot 14,03 \cdot 0,956 = 15,43 \approx 15,4\% \text{ или } x_{\Delta} = 0,154;$$

$$\psi_{\text{ок}}^{\%} = 14,5 + 15,4 = 29,9\% \text{ или } x_{\psi} = 0,299;$$

$$\cos y_{\psi \text{ ок}} = \frac{2,85 \cdot 0,402 - 0,178}{2,85 + 0,598} = \frac{0,967}{3,45} = 0,281; \quad y_{\psi \text{ ок}} = 73^{\circ}40' = 73,7^{\circ}.$$

Таким образом

$$\delta y_{\text{ок}}^{\circ} = y_{\psi \text{ ок}} - y_{\sigma} = 73,7 - 51 = 22,7^{\circ}.$$

Для перехода от фиктивных выхлопных окон к выхлопным клапанам имеем при заданном $m = 0,34$ по ф-ле (36)

$$\delta y_{\text{кл}}^{\circ} = 5,3 x_{\Delta} \text{ и } \delta y_{\text{ок}}^{\circ} = 5,3 \cdot 0,154 \frac{254}{203} \delta y_{\text{ок}}^{\circ} = 1,022 \delta y_{\text{ок}}^{\circ} = 1,022 \cdot 22,7 = 23,2^{\circ},$$

выполнено же $\delta y_{\text{ок}}^{\circ} = 22,5^{\circ}$.

Следовательно,

$$y_{\psi \text{ кл}} = \alpha_{\sigma} + \delta y_{\text{кл}} = 51 + 23,2 = 74,2^{\circ},$$

чему соответствует $\psi_{\text{кл}} \approx 30\%$, выполнено же $y_{\psi \text{ кл}} = 73,5^{\circ}$ и $\psi_{\text{кл}} \approx 29,4\%$.

Оба приведенные примера показывают, что указанный здесь приближенный способ определения начала открытия выхлопных клапанов по заданному началу продувки является достаточно простым и точным, позволяя обойтись без каких бы то ни было графиков.

Само собой разумеется, что тот же способ может быть применен и к решению подобного рода задач обратного характера (например, определение допустимой быстроходности при заданных моментах начала предварения выхлопа и начала продувки, а также — давлениях в начале и в конце предварения выхлопа).

§ 5. Исследование прямоточной продувки

Задачу этого параграфа составляет отыскание тех условий, при которых достигается наибольшее среднее эффективное давление в цилиндре двигателя — в зависимости от изменения размеров продувочных окон и соответственно — давления продувочного воздуха. Путь решения этой задачи аналогичен такой же задаче, решенной в главах VI и VII для поперечной и петлевой продувок, однако для прямоточной продувки, как и для других систем продувки с наддувкой, возникают дополнительные трудности, сводящиеся в основном к необходимости так или иначе учесть влияние наддувки на теоретическую величину среднего индикаторного давления.

В основу расчета продувочных окон кладем формулу

$$\sigma\% = \frac{0,081}{\sqrt{p_i (p_s - p_i)}} \left(\frac{nD}{v_s \mu_{sl}} \beta \eta \right)^{2,3}.$$

Полагая $v_s = 0,65$, $\mu_{sl} = 0,55$, $\beta \eta = 1,6$ и $p_i = 1,02$, имеем

$$\nu_s \mu_{st} = 0,65 \cdot 0,55 = 0,358; \frac{\beta\eta}{\nu_s \mu_{st}} = 4,47; 4,47^{2/3} = 2,71; \sqrt[3]{1,02} = 1,007.$$

Поэтому окончательно

$$\sigma\% = \frac{0,081}{1,007} 2,71 \frac{(nD)^{2/3}}{\sqrt[3]{p_s - 1,02}} = 0,218 \frac{(nD)^{2/3}}{\sqrt[3]{p_s - 1,02}}.$$

Для расчета фиктивных выхлопных окон берем данную в главе V формулу (52), которая при $\varepsilon = 15$, $p_4 = 6$ и $p_5 = 1,2$ атм принимает вид

$$\Delta\% = 1,152 \left(\frac{nD}{\nu_a \mu_a} \right)^{0,4} m_a \text{ (ф-ла 35 этой главы).}$$

Полагая, как для петлевой продувки, $\nu_a = 0,32$ и $\mu_a = 0,65$, имеем

$$\nu_a \mu_a = 0,32 \cdot 0,65 = 0,208; \frac{1}{\nu_a \mu_a} = 4,81; 0,4 \lg 4,81 = 0,4 \cdot 0,682 = 0,273;$$

$$\left(\frac{1}{\nu_a \mu_a} \right)^{0,4} = 1,876;$$

$$\Delta\% = 1,152 \cdot 1,876 (nD)^{0,4} m_a = 2,16 (nD)^{0,4} m_a.$$

Находя далее угловое превышение $\delta y_{ок}^\circ$ выхлопных окон над продувочными, переходим к угловому предварению открытия выхлопных клапанов $\delta y_{кл}^\circ$ по формуле, которая для хороших условий может быть написана в виде

$$\delta y_{кл}^\circ = 5,3 k x_A \delta y_{ок}^\circ,$$

откуда при отношении $k = \frac{S}{D} = 1,25$, получаем окончательно

$$\delta y_{кл}^\circ = 5,3 \cdot 1,25 x_A \delta y_{ок}^\circ = 6,62 x_A \delta y_{ок}^\circ.$$

Для определения среднего индикаторного давления применяем формулу

$$p_i = ip_{i0} (1 - x_\psi) + 0,5 (p_4 - p_1) x_A = ip_{i0} (1 - x_\psi) + 0,5 (6 - p_s) x_A.$$

Для перехода к среднему эффективному давлению имеем

$$p_e = p_i - (p_r + p_p),$$

где механические потери принимаем, как и для петлевой продувки,

$$p_r = 0,08 \sqrt{nD},$$

а сопротивление продувочного насоса

$$p_p = \frac{\beta\eta}{\eta_p} (p_s - p_i) = \frac{1,6}{0,6} (p_s - p_i) = 2,67 (p_s - p_i).$$

Среднее индикаторное давление на основной части индикаторной диаграммы (т. е. до момента начала открытия выхлопных клапанов) ip_{i0} вычислим сначала для одного частного случая, а именно, полагая (по аналогии с выполненными двигателями), что для $nD = 160$, $p_s - p_i = 0,21$ атм, $\beta\eta = 1,6$, $\eta_p = 0,6$, $x_A = 0,187$ и $x_\psi = 0,301$ пусть среднее эффективное давление $p_e = 5,5$ атм. Так как

$$p_p = 2,67 \cdot 0,21 = 0,56,$$

$$p_r = 0,08 \sqrt{nD} = 0,08 \sqrt{160} = 1,012$$

и

$$p_p + p_r = 1,572,$$

то отсюда среднее индикаторное давление

$$p_i = p_s + (p_p + p_r) = 5,5 + 1,572 = 7,072.$$

Далее по

$$\delta p_i = 0,5 (6 - 1,23) x_A = 0,5 \cdot 4,77 \cdot 0,187 = 0,445 (\approx 0,45 \text{ ат})$$

находим из формулы

$$p_i = up_{i0} (1 - x_\psi) + \delta p_i,$$

что

$$up_{i0} = \frac{p_i - \delta p_i}{1 - x_\psi} = \frac{7,072 - 0,445}{0,699} = \frac{6,627}{0,699} = 9,48 \approx 9,5 \text{ ат}.$$

Допустимо приближенно принять, что среднее индикаторное давление up_{i0} на основной части диаграммы пропорционально воздушному заряду цилиндра, или иначе — пропорционально давлению продувочного воздуха и обратно пропорционально его температуре. Следовательно,

$$up_{i0} : \left(\frac{p_s}{T_s} \right) = \text{const.}$$

В выше рассмотренном частном случае $up_{i0} = 9,5$ при $p_s = 1,2$ и соответственной температуре

$$T_s = T_i \left(1 + 0,5 \frac{p_s - p_i}{p_i} \right) = 293 \cdot 1,0882 = 318$$

эта постоянная равна

$$9,5 \frac{318}{1,2} = 2520 \approx 2500,$$

следовательно, можно принять вообще

$$up_{i0} = 2500 \frac{p_s}{T_s}.$$

Для отыскания наивыгоднейших условий графическим путем строим кривые p_s для четырех степеней быстроходности: $nD = 80, 120, 160$ и 200 по отдельным точкам, вычисленным в табл. 117, 118, 119 для семи давлений продувочного воздуха p_s от $1,2$ до $1,8 \text{ ат}$.

Вспомогательные вычисления:

$$nD = 80.$$

$$80^{2/3} = 18,6; \quad \sigma\% = 0,218 \frac{(nD)^{2/3}}{\sqrt[3]{p_s - 1,02}} = \frac{4,05}{\sqrt[3]{p_s - 1,02}};$$

$$0,4 \lg 80 = 0,4 \cdot 1,903 = 0,760; \quad (nD)^{0,4} = 5,75;$$

$$\Delta\% = 2,16 (nD)^{0,4} m_s = 2,16 \cdot 5,75 m_s = 12,4 m_s;$$

$$p_r = 0,08 \sqrt{nD} = 0,08 \sqrt{80} = 0,715 \text{ ат}.$$

$$nD = 120.$$

$$120^{2/3} = 24,3; \quad \sigma\% = \frac{5,29}{\sqrt[3]{p_s - 1,02}};$$

$$0,4 \lg 120 = 0,4 \cdot 2,079 = 0,831; \quad (nD)^{0,4} = 6,78;$$

$$\Delta\% = 2,16 \cdot 6,78 m_s = 14,65 m_s;$$

$$p_r = 0,08 \sqrt{120} = 0,877 \text{ ат}.$$

$$nD = 160.$$

$$160^{2/3} = 29,5; \quad \sigma\% = \frac{6,43}{\sqrt[3]{p_s - 1,02}};$$

$$0,4 \lg 160 = 0,4 \cdot 2,204 = 0,882; \quad (nD)^{0,4} = 7,62;$$

$$\Delta\% = 2,16 \cdot 7,62 m_s = 16,45 m_s.$$

$$p_r = 1,013 \text{ ат.}$$

$$nD = 200.$$

$$200^{2/3} = 34,2; \quad \sigma\% = \frac{7,44}{\sqrt[3]{p_s - 1,02}};$$

$$0,4 \lg 200 = 0,4 \cdot 2,3010 = 0,920; \quad (nD)^{0,4} = 8,32;$$

$$\Delta\% = 2,16 \cdot 8,32 m_s = 17,97 m_s;$$

$$p_r = 1,132.$$

Таблица 116

$p_s =$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
$p_p = 2,67 (p_s - 1,02) =$	0,48	0,747	1,015	1,28	1,55	1,82	2,08
$\frac{0,5}{p_t} (p_s - p_t) = \frac{p_s - 1,02}{2,04} =$	0,565	0,655	0,725	0,783	0,833	0,879	0,920
$T_s = 293 \left(1 + \frac{p_s - 1,02}{2,04}\right) =$	318	333	347	362	376	391	405
$up_{to} = 2500 \frac{p_s}{T_s} =$	9,43	9,75	10,08	10,35	10,64	10,87	11,12

В табл. 116 приведены вспомогательные вычисления; основные же вычисления для $nD = 80$; 120; 160 и 200 дадим сведенными в табл. 117, 118 и 119.

Таблица 117

$nD = 80$	$p_s =$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
$\sigma =$		7,17	6,19	5,59	5,17	4,86	4,61	4,40
$m_s =$		0,975	0,964	0,957	0,952	0,948	0,945	0,943
$\Delta_{ок} =$		12,1	11,95	11,86	11,80	11,75	11,71	11,70
$\psi_{ок} =$		19,27	18,14	17,45	16,97	16,61	16,32	16,10
$y_{ок} =$		57,67	55,9	54,85	54,05	53,45	52,98	52,62
$y_{с} =$		34,90	32,4	30,9	29,7	28,7	27,9	27,3
$\delta y_{ок} =$		22,77	23,5	23,95	24,35	24,75	25,08	25,32
$\delta y_{с} =$		18,2	18,55	18,8	19,0	19,20	19,40	19,60
$y_{с\Delta} =$		53,1	50,95	49,7	48,7	47,90	47,30	46,90
$\psi_{с\Delta} =$		16,38	15,13	14,38	13,82	13,35	13,05	12,84
$\Delta_{с\Delta} =$		9,21	8,94	8,79	8,65	8,49	8,44	8,44
$1 - x_{\psi} =$		0,8362	0,8487	0,8562	0,8618	0,8665	0,8695	0,8716
$up_{to} (1 - x_{\psi}) =$		7,88	8,27	8,63	8,91	9,21	9,45	9,69
$0,5 x_{\Delta} =$		0,046	0,0447	0,0440	0,0433	0,0425	0,0422	0,0422
$\delta p_s = 0,5 x_{\Delta} (6 - p_s) =$		0,221	0,210	0,202	0,195	0,187	0,182	0,177
$p_t =$		8,10	8,48	8,83	9,105	9,40	9,63	9,86
$p_p + p_r =$		1,195	1,462	1,730	1,995	2,265	2,535	2,795
$p_s =$		6,905	7,02	7,10	7,11	7,135	7,095	7,065

Графически находим наивыгоднейшее давление продувочного воздуха $p_s \approx 1,55 \text{ ат}$, чему соответствуют:

$p_{\text{сmax}} = 7,13 \text{ ат}$, $p_p + p_r = 2,13 \text{ ат}$ и, следовательно, $p_l = 9,26 \text{ ат}$.

Таблица 118

$p_s =$	$nD = 120$				$nD = 200$			
	1,2	1,5	1,6	1,8	1,2	1,5	1,6	1,8
$\sigma =$	9,37	6,76	6,35	5,74	13,17	9,50	8,93	8,09
$m_\sigma =$	0,995	0,971	0,966	0,959	1,021	0,997	0,992	0,941
$\Delta_{\text{ок}} =$	14,59	14,22	14,15	14,05	18,13	17,93	17,82	17,65
$\psi_{\text{ок}} =$	23,96	20,98	20,50	19,79	31,52	27,43	26,75	25,74
$y_{\psi_{\text{ок}}} =$	64,6	60,3	59,6	58,5	74,65	69,32	68,42	67,05
$y_\sigma =$	39,97	33,86	32,85	31,3	47,55	40,2	39,0	37,15
$\delta y_{\text{ок}} =$	24,63	26,44	26,75	27,2	27,10	29,12	29,42	29,9
$\delta y_{\text{кл}} =$	23,8	24,9	25,00	25,3	32,9	34,5	34,6	34,85
$y_{\text{кл}} =$	63,77	58,76	57,85	56,6	80,45	74,7	73,6	72,00
$\psi_{\text{кл}} =$	23,37	19,76	19,37	18,57	36,25	31,55	30,62	29,48
$\Delta_{\text{кл}} =$	14,00	13,00	13,02	12,83	23,08	22,05	21,69	21,39
$1 - x_\psi =$	0,7663	0,8024	0,8063	0,8143	0,6375	0,6845	0,6938	0,7052
$up_{10}(1 - x_\psi) =$	7,22	8,30	8,58	9,05	6,01	7,07	7,37	7,84
$0,5x_\Delta =$	0,0700	0,0650	0,0651	0,0642	0,1154	0,1103	0,1085	0,1070
$\delta p_l =$	0,336	0,292	0,286	0,269	0,554	0,496	0,479	0,449
$p_l =$	7,56	8,59	8,87	9,32	6,57	7,57	7,85	8,29
$p_p + p_r =$	1,36	2,16	2,43	2,96	1,61	2,41	2,68	3,21
$p_s =$	6,20	6,43	6,44	6,36	4,96	5,16	5,17	5,08

Графически находим прежнее наивыгоднейшее давление продувочного воздуха $p_s = 1,55 \text{ ат}$ и соответственно для $nD = 120$ $p_{\text{сmax}} = 6,44 \text{ ат}$, $p_p + p_r = 2,29 \text{ ат}$, следовательно, $p_l = 8,73 \text{ ат}$, для $nD = 200$ $p_{\text{сmax}} = 5,17 \text{ ат}$, $p_p + p_r = 2,55 \text{ ат}$, следовательно, $p_l = 7,72 \text{ ат}$.

Таблица 119

$nD=160$	$p_s=$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
$\sigma=$	11,4	9,82	8,87	8,21	7,72	7,31	6,98	
$m_\sigma=$	1,01	0,999	0,991	0,985	0,980	0,977	0,973	
$\Delta_{\text{ок}}=$	16,6	16,42	16,3	16,2	16,1	16,06	16,0	
$\psi_{\text{ок}}=$	28,0	26,24	25,17	24,41	23,82	23,37	22,98	
$y_{\psi_{\text{ок}}}=$	70,05	67,73	66,30	65,25	64,40	63,77	63,20	
$y_\sigma=$	44,4	40,9	38,9	37,4	36,2	35,2	34,4	
$\delta y_{\text{ок}}=$	25,65	26,83	27,4	27,85	28,2	28,57	28,9	
$\delta y_{\text{кл}}=$	28,2	29,1	29,5	29,8	30,0	30,3	30,4	
$y_{\text{кл}}=$	72,6	70,0	68,4	67,2	66,2	65,5	64,8	
$\psi_{\text{кл}}=$	29,93	27,95	26,75	25,84	25,1	24,6	24,1	
$\Delta_{\text{кл}}=$	18,53	18,13	17,88	17,63	17,38	17,29	17,12	
$1-x_\sigma=$	0,7007	0,7205	0,7325	0,7416	0,749	0,754	0,759	
$up_{10}(1-x_\Delta)=$	6,61	7,01	7,38	7,66	7,97	8,19	8,43	
$0,5x_\Delta=$	0,0927	0,0907	0,0894	0,0882	0,0869	0,0865	0,0856	
$\delta p_l=$	0,445	0,426	0,411	0,397	0,382	0,372	0,359	
$p_l=$	7,06	7,44	7,79	8,06	8,35	8,56	8,79	
$p_p+p_s=$	1,492	1,759	2,027	2,292	2,562	2,832	3,092	
$p_s=$	5,57	5,68	5,76	5,77	5,79	5,73	5,70	

Графически находим опять прежнее наивыгоднейшее давление продувочного воздуха $p_s = 1,55 \text{ ат}$, чему соответствуют $p_{\text{сmax}} = 5,79 \text{ ат}$, $p_p + p_r = 2,43 \text{ ат}$ и, следовательно, $p_l = 8,22 \text{ ат}$.

Рассмотрение графиков, полученных с помощью последних таблиц, приводит к следующим результатам. Для наивыгоднейших условий, т. е. для $p_{\text{сmax}}$, при всевозможных степенях быстроходности nD , необходимым давлением про-

дувочного воздуха оказывается одно и то же давление $p_s = 1,55 \text{ атм}$, чему соответствует

$$T_s = T_i \left(1 + 0,5 \frac{p_s - p_i}{p_i} \right) = 293 \left[1 + \frac{0,5}{1,02} (p_s - 1,02) \right] = 293 \left(1 + \frac{p_s - 1,02}{2,04} \right) =$$

$$= 293 \left(1 + \frac{0,53}{2,04} \right) = 293 \cdot 1,260 = 369^\circ \text{ K};$$

$$p_{r0} = 2500 \frac{p_s}{T_s} = 2500 \frac{1,55}{369} = 10,50 \text{ атм}; \quad p_p = 2,67 (p_s - p_i) = 2,67 (1,55 - 1,02) =$$

$$= 2,67 \cdot 0,53 = 1,415,$$

следовательно,

$$p_p + p_r = 1,415 + 0,08 \sqrt{nD};$$

$$\sigma\% = \frac{0,218}{\sqrt[3]{p_s - 1,02}} (nD)^{2/3} = \frac{0,218}{\sqrt[3]{0,53}} (nD)^{2/3} = \frac{0,218}{0,808} (nD)^{2/3} = 0,270 (nD)^{2/3}.$$

Кроме того, из графиков мы находим (табл. 120):

Таблица 120

Для $nD =$	80	120	160	200
Графич. $p_{\text{тах}} =$	7,13	6,44	5,79	5,17
Вычисл. $p_p + p_r =$	2,13	2,29	2,43	2,55
След. $p_i =$	9,26	8,73	8,22	7,72
Графич. $\Delta\% =$	8,57	13,01	17,50	21,87
Вычисл. $\sigma\% =$	5,01	6,55	7,95	9,23
$\psi\% =$	13,58	19,56	25,45	31,10

Для p_e и p_i могут быть подобраны эмпирические формулы, именно

$$p'_e = 8,47 - \frac{nD}{60} \quad \text{или} \quad p''_e = 8,44 - \frac{nD}{61},$$

$$p'_i = 10,30 - \frac{nD}{77} \quad \text{или} \quad p''_i = 10,28 - \frac{nD}{78},$$

а следовательно,

$$(p_p + p_r)' = p'_i - p'_e = 10,30 - \frac{nD}{77} - 8,47 + \frac{nD}{60} = 1,83 + 0,0037 nD$$

или

$$(p_p + p_r)'' = p''_i - p''_e = 10,28 - \frac{nD}{78} - 8,44 + \frac{nD}{61} = 1,84 + 0,0036 nD.$$

Степень пригодности этих формул характеризуется табл. 121.

Таблица 121

$nD =$	80	120	160	200	$nD =$	80	120	160	200
$p'_e =$	7,14	6,47	5,80	5,14	$p''_e =$	7,13	6,47	5,82	5,16
Ошибка	+0,01	+0,03	+0,01	-0,03	Ошибка	0	+0,03	+0,03	-0,01
$p'_i =$	9,26	8,74	8,22	7,70	$p''_i =$	9,25	8,74	8,23	7,72
Ошибка	0	+0,01	0	-0,02	Ошибка	-0,01	+0,01	+0,01	0
$(p_p + p_r)' =$	2,13	2,27	2,42	2,55	$(p_p + p_r)'' =$	2,13	2,27	2,42	2,56
Ошибка	0	-0,02	-0,01	0	Ошибка	0	-0,02	-0,01	+0,01

Приближенная формула может быть предложена также для вычисления $\Delta\%$, а именно: так как

$$\begin{array}{c} \text{для } nD = 80 \\ \Delta\%: nD = 0,1073 \end{array} \left| \begin{array}{c} 120 \\ 0,1084 \end{array} \right| \left| \begin{array}{c} 160 \\ 0,1093 \end{array} \right| \left| \begin{array}{c} 200 \\ 0,1095, \end{array} \right.$$

то можно принять

$$\Delta\% \approx 0,109 nD \approx 0,11 nD,$$

и поэтому

$$\psi\% = \Delta + \sigma = 0,11 nD + 0,27 (nD)^{2/3}.$$

Принимая эту формулу, можно найти также формулы для p_i и p_s , однако более громоздкие, чем выше полученные. В самом деле

$$p_i = \eta p_{i0} (1 - x_\psi) + \delta p_i = 10,5 [1 - 0,0011 nD - 0,0027 (nD)^{2/3}] +$$

$$+ 0,5 (6 - 1,55) 0,0011 nD = 10,5 - 10,5 \cdot 0,0027 (nD)^{2/3} -$$

$$- 0,0011 nD (10,5 - 2,225) = 10,5 - [0,0283 (nD)^{2/3} + 0,0091 nD];$$

$$\begin{aligned} p_s = p_i - (p_p + p_r) &= 10,5 - 0,0283 (nD)^{2/3} - 0,0091 nD - 1,415 - 0,008 \sqrt{nD} = \\ &= 9,085 - 0,0283 (nD)^{2/3} - 0,0091 nD - 0,08 \sqrt{nD}. \end{aligned}$$

Под оптимальной быстроходностью будем подразумевать такую быстроходность nD , при которой на единицу площади поперечного сечения цилиндра приходится максимальная мощность. Эта мощность пропорциональна произведению $p_s (nD)$.

Беря для p_s первую из вышеприведенных приближенных формул (p'_s), мы имеем:

$$p'_s (nD) = \left(8,47 - \frac{nD}{60} \right) nD, \text{ откуда оптимальное } nD = 30 \cdot 8,47 = 254,1,$$

соответственное $p'_s = 4,24$ и $p'_s (nD) = 1077$, т. е. на $+4,77\%$ больше, чем для $nD = 200$ [для $nD = 200$ $p'_s = 5,14$ и, следовательно, $p'_s (nD) = 1029$]. Далее имеем $p'_i = 7,00$ (вместо $7,70$ для $nD = 200$).

Беря для p_s вторую из вышеприведенных приближенных формул (p''_s), получим $p''_s (nD) = \left(8,44 - \frac{nD}{61} \right) nD$, откуда оптимальное $nD = 30,5 \cdot 8,44 = 257,5$,

соответственное $p''_s = 4,22$ и $p''_s (nD) = 1085$, т. е. на $+5,14\%$ больше, чем для $nD = 200$ [для $nD = 200$ $p''_s = 5,16$, и, следовательно, $p''_s (nD) = 5,16 \cdot 200 = 1032$]. Далее имеем $p''_i = 6,99$ (вместо $7,73$ для $nD = 200$).

Итак, оптимальное $nD = 250 \div 260$, причем наибольшее $p_s (nD)$ оказывается примерно на 5% больше, чем для $nD = 200$.

В предыдущем совершенно не учитывалось, что с повышением давления продувочного воздуха, а следовательно и начального давления в цилиндре p_1 , растут при $\varepsilon = \text{const}$ все давления, что вызывает усложнение конструкции двигателя, а также снижает механический к. п. д. η_m . Если же во избежание чрезмерного повышения давлений в цилиндре вместе с p_s мы будем снижать степень сжатия ε , то это неблагоприятно отразится на росте термического к. п. д. и, следовательно, среднего индикаторного давления основной части диаграммы η_{i0} . В обоих случаях несколько замедляется рост p_s с повышением p_s (а во втором также и рост p_i). В силу указанного нередко практически целесообразно ограничиться более низким давлением продувочного воздуха, чем найденное оптимальное значение $p_s = 1,55 \text{ ата}$. В большинстве случаев для обретенной прямоточной продувки не идут выше давления $p_s = 1,3 \text{ ата}$.

Для дальнейшего примем в качестве наиболее целесообразного для данного типа продувки давление $p_s = 1,3 \text{ атм}$, чему соответствуют

$$T_s = 293 \left(1 + \frac{1,3 - 1,02}{2,04} \right) = 293 \left(1 + \frac{0,28}{2,04} \right) = 293 \cdot 1,1375 = 333^\circ \text{ К};$$

$$np_{10} = 2500 \frac{1,3}{333} = 9,75 \text{ ат}; p_p = 2,67 (1,3 - 1,02) = 2,67 \cdot 0,28 = 0,747;$$

следовательно,

$$p_p + p_r = 0,747 + 0,08 \sqrt{nD}; \sigma\% = \frac{0,218}{\sqrt{0,28}} (nD)^{2/3} = \frac{0,218}{0,654} (nD)^{2/3} = 0,333 (nD)^{2/3}.$$

Из тех же выше использованных графиков находим (табл. 122):

Таблица 122

Для $nD =$	80	120	160	200
Графич. $p_{\text{max}} =$	7,02	6,31	5,68	5,05
Вычислен. $p_p + p_r =$	1,46	1,62	1,76	1,88
След. $p_i =$	8,48	7,93	7,44	6,93
Графич. $\Delta\% =$	8,94	13,5	18,13	22,57
Вычислен. $\sigma\% =$	6,19	8,07	9,82	11,35
$\psi\% =$	15,13	21,57	27,95	33,92

Для p_i и p_e находим эмпирические формулы

$$p'_e = 8,35 - \frac{nD}{60} \quad \text{или} \quad p''_e = 8,33 - \frac{nD}{61},$$

$$p'_i = 9,52 - \frac{nD}{77} \quad \text{или} \quad p''_i = 9,50 - \frac{nD}{78},$$

а следовательно,

$$(p_p + p_r)' = 1,17 + 0,0037 nD$$

или

$$(p_p + p_r)'' = 1,17 + 0,0036 nD.$$

Степень пригодности этих формул характеризуется табл. 123.

Таблица 123

$nD =$	80	120	160	200	$nD =$	80	120	160	200
$p'_e =$	7,015	6,35	5,69	5,02	$p''_e =$	7,02	6,36	5,71	5,05
Ошибка	-0,005	+0,04	+0,01	-0,03	Ошибка	0	+0,05	+0,03	0
$p'_i =$	8,48	7,96	7,44	6,92	$p''_i =$	8,475	7,96	7,45	6,94
Ошибка	0	+0,03	0	-0,01	Ошибка	-0,005	+0,03	+0,01	+0,01
$(p_p + p_r)' =$	1,47	1,61	1,76	1,91	$(p_p + p_r)'' =$	1,46	1,60	1,745	1,89
Ошибка	+0,01	-0,01	0	+0,03	Ошибка	0	-0,02	-0,015	+0,02

Так как для $nD = 80 \quad | \quad 120 \quad | \quad 160 \quad | \quad 200$
 $\Delta\% : nD = 0,1118 \quad | \quad 0,1128 \quad | \quad 0,1133 \quad | \quad 0,1130$

то можно приближенно принять

$$\Delta\% \approx 0,113 nD \approx 0,11 nD,$$

и поэтому

$$\phi\% = \Delta + \sigma = 0,11 nD + 0,333 (nD)^{2/3}.$$

С помощью последних формул можно перейти также к формулам для p_i и p_e (как выше было сделано для случая $p_s = 1,55 \text{ ата}$). Окончательно получим

$$\begin{aligned} p_i &= 9,75 [1 - 0,0011 nD - 0,0033 (nD)^{2/3}] + 0,5 (6 - 1,3) 0,0011 nD = \\ &= 9,75 - 9,75 \cdot 0,00333 (nD)^{2/3} - 0,0011 nD (9,75 - 2,35) = \\ &= 9,75 - [0,0325 (nD)^{2/3} + 0,0081 nD]. \\ p_e &= 9,75 - 0,0325 (nD)^{2/3} - 0,0081 nD - 0,747 - 0,08 \sqrt{nD} = \\ &= 9,0 - 0,0325 (nD)^{2/3} - 0,0081 nD - 0,08 \sqrt{nD}. \end{aligned}$$

Однако, эти формулы сложнее, чем выше приведенные.

Найдем ту невыгоднейшую для давления $p_s = 1,3 \text{ ата}$ быстроходность, при которой получается максимум мощности на единицу площади поперечного сечения цилиндра.

Беря для p_e первую из приближенных формул, находим

$$p'_e(nD) = \left(8,35 - \frac{nD}{60} \right) nD; \quad nD = 30,5 \cdot 8,35 = 250,5,$$

соответственное $p'_e = 4,17$ и $p'_e(nD) = 1045$, т. е. на $+4,08\%$ больше, чем для $nD = 200$ [для $nD = 200$ $p'_e = 5,02$ и $p'_e(nD) = 5,02 \cdot 200 = 1004$]. Далее имеем $p'_i = 6,27$ (вместо $6,92$ для $nD = 200$).

Беря для p_e вторую из приближенных формул, находим

$$p''_e(nD) = \left(8,33 - \frac{nD}{61} \right) nD; \quad nD = 30,5 \cdot 8,33 = 254,$$

соответственное $p''_e = 4,17$ и $p''_e(nD) = 1058$, т. е. на $+4,75\%$ больше, чем для $nD = 200$ [для $nD = 200$ $p''_e = 5,05$ и $p''_e(nD) = 5,05 \cdot 200 = 1010$]. Далее имеем $p''_i = 6,20$ (вместо $6,94$ для $nD = 200$).

Итак, при давлении $p_s = 1,3 \text{ ата}$ невыгоднейшая быстроходность $nD = 250 \div 260$, соответственное $p_e(nD)$ на $4-5\%$ выше, чем при $nD = 200$. Отсюда видно, что связанные с повышением nD от 200 до 250 динамические затруднения лишь в специальных конструкциях оправдают применение наивысших быстроходностей для достижения максимальной мощности цилиндра.

ГЛАВА XI

ДВИГАТЕЛИ ТИПА ЮНКЕРСА

§ 1. Вывод основной формулы для расчета продувки

Двухпоршневые двигатели Юнкера, с точки зрения расчета продувки и выхлопа, относятся к числу наиболее сложных двигателей. Сложность расчета вспомогательных процессов в этих двигателях обуславливается, с одной стороны, наличием двух поршней, имеющих несимметричное движение (верхний, продувочный, поршень приходит в в.м.т. с отставанием своего кривошипа примерно на 15° по сравнению с приходом главного—нижнего, выхлопного, поршня в его н.м.т.); с другой стороны, к этому приводит наличие больших внутренних сопротивлений в цилиндре двигателя Юнкера, что зависит от большой длины цилиндра при тангенциальном направлении продувочных каналов и наддувке (в силу этого внутренние сопротивления в рассматриваемых

двигателях оказываются более высокими, чем, например, в двигателях с обработанной проточной продувкой, иначе называемой клапанно-щелевой продувкой).

Однако, при более подробном рассмотрении вопроса оказывается, что и к двигателям системы Юнкера применимы те сокращенные методы расчета, которые были даны выше для продувки и выхлопа в простейшем случае. Необходимо лишь изменить величину входящих в расчетные формулы поправочных коэффициентов, что проще всего можно сделать на основе имеющихся экспериментальных материалов, а кроме того, для расчета продувочных окон приходится произвести небольшое обобщение обычной формулы, внося в нее отношение ходов поршней.

Не повторяя здесь всех рассуждений, приведенных в главе III о техническом расчете продувочных окон, выпишем отсюда лишь важнейшие формулы, требующие для рассматриваемого случая особых пояснений.

Количество продувочного воздуха определяется данной там ф-лой (7)

$$G_{\text{прод}} = \beta \eta V_h \frac{10^4 p_i}{R T_i},$$

причем для двигателя Юнкера под V_h нужно подразумевать суммарный объем, описанный обоими поршнями (или точнее разность между наибольшим и наименьшим объемами цилиндра, что составляет приблизительно на 1% меньше предыдущего). Это же замечание касается и ф-лы (13) главы III для подсчета необходимого время-сечения продувки

$$\int f_s d\tau = \frac{\beta \eta V_h}{\mu_s \sqrt{2gR}} \cdot \frac{p_i \sqrt{T_s}}{T_i \sqrt{p_z}} \cdot \frac{M}{\sqrt{p_s - p_z}},$$

причем входящий сюда поправочный множитель M берется по табл. 18 той же главы.

В ф-ле (14) главы III, связывающей время-сечение и градус-доли b , необходимо объем, описанный поршнем, брать в соответствии с величиной b в том смысле, что при отнесении b к суммарному ходу поршней $S = S_n + S_o$ (здесь S_n — ход нижнего поршня, а S_o — ход верхнего поршня) следует подставлять суммарный объем V_h (точнее суммарный ход и суммарный объем следует брать для момента наибольшего взаимного удаления поршней, а поэтому $S < S_n + S_o$), а при отнесении b к ходу верхнего поршня необходимо подставлять объем хода верхнего поршня V_{ho} (последнее практически удобнее для простейшего учета отношения $\lambda = R : L$, каковое в двигателях Юнкера для верхнего поршня близко к 1 : 12). На основании сказанного мы будем ф-лу (14) писать в таком виде:

$$\int f_s d\tau = \frac{2}{3} \frac{v_s}{nD} V_{ho} b_{so},$$

откуда

$$b_{so} = \frac{\int f_s d\tau}{V_{ho}} \frac{3nD}{2v_s}$$

или, с подстановкой выражения для $\int f_s d\tau$ по ф-ле (13), находим

$$b_{so} = \frac{\beta \eta V_h}{\mu_s \sqrt{2gR}} \cdot \frac{p_i \sqrt{T_s}}{T_i \sqrt{p_z}} \cdot \frac{M}{\sqrt{p_s - p_z}} \cdot \frac{3nD}{V_{ho} 2v_s}, \quad (1)$$

что при $\frac{2}{3} \sqrt{2gR} = 16,0$ представится в таком виде:

$$b_{so} = \frac{nD}{v_s \mu_s} \cdot \frac{\beta \eta S}{16 S_o} \cdot \frac{p_i \sqrt{T_s}}{T_i \sqrt{p_z}} \cdot \frac{M}{\sqrt{p_s - p_z}}, \quad (2)$$

Для нахождения относительной высоты продувочных окон возьмем формулу, получаемую из ф-л (34) и (59) главы II:

$$b_s = \frac{2m}{1 \mp \frac{\lambda}{2}} \sigma \%^{3/2},$$

в которой как σ , так и b_s относятся к ходу продувочного (верхнего) поршня, а так как продувка происходит вблизи в.м.т., то поэтому отношение λ (близкое к 1:12) должно быть взято отрицательным, следовательно, последняя формула может быть написана в таком виде (аналогично ф-ле 69 главы II)

$$\sigma \% = \left(\frac{1 + \frac{\lambda_0}{2}}{0,1566} b_{so} \right)^{2/3} \quad (3)$$

Подставляя сюда b_{so} из вышенаписанной ф-лы (2), получаем

$$\begin{aligned} \sigma \% &= \left(\frac{1 + \frac{\lambda_0}{2}}{0,1566} \cdot \frac{nD}{v_s \mu_s} \cdot \frac{\beta \eta S}{16 S_0} \cdot \frac{p_i \sqrt{T_s}}{T_i \sqrt{p_z}} \cdot \frac{M}{\sqrt{p_s - p_z}} \right)^{2/3} = \\ &= \left(\frac{1 + \frac{\lambda_0}{2}}{2,505} \cdot \frac{nD}{v_s \mu_s} \cdot \beta \eta \frac{S}{S_0} \cdot \frac{p_i \sqrt{T_s}}{T_i \sqrt{p_z}} \cdot \frac{M}{\sqrt{p_s - p_z}} \right)^{2/3} \end{aligned} \quad (4)$$

или, вводя сокращенное обозначение

$$r = \sqrt{\frac{T_s}{T_i}},$$

можем написать (аналогично ф-ле 27 главы III)

$$\sigma \% = \left(\frac{1 + \frac{\lambda_0}{2}}{2,505} \cdot \frac{nD}{v_s \mu_s} \cdot \beta \eta \frac{S}{S_0} \cdot \frac{p_i}{\sqrt{T_i}} \cdot \frac{rM}{\sqrt{p_z(p_s - p_z)}} \right)^{2/3} \quad (5)$$

Определяя эмпирически коэффициент y по ф-ле (33) главы III

$$y \approx \left(\frac{T_s - T_i}{T_i} \right) : \left(2 \frac{p_s - p_i}{p_i} \right),$$

мы для подсчета коэффициента r имеем по ф-ле (32) той же главы III

$$r = 1 + y \frac{p_s - p_i}{p_i},$$

причем практически обычно y = от 0,2 до 0,3, в среднем $y = 0,25$, доходя в худших случаях до 0,4.

Окончательно можно написать (аналогично ф-ле 42 главы III)

$$\sigma \% = \left(q \frac{nD}{v_s \mu_s} \beta \eta \frac{S}{S_0} \right)^{2/3} : \sqrt[3]{p_z(p_s - p_z)}, \quad (6)$$

где принято сокращенное обозначение

$$q = \frac{1 + \frac{\lambda_0}{2}}{2,505} \cdot \frac{p_i}{\sqrt{T_i}} rM. \quad (7)$$

С некоторым округлением можно принять для верхнего поршня $\lambda_0 = \frac{1}{12}$ (так, например, по разрезу двигателя Юнкера, данного в статье К. Неймана „Der Spül- und Ladevorgang bei Zweitaktmotoren“, VDI-Forschungsheft 334, 1930, это отношение выполнено равным $\frac{1}{11,4}$). Поэтому

$$1 + \frac{\lambda_0}{2} = 1 + \frac{1}{24} = 1,0417; \quad \frac{1 + \frac{\lambda_0}{2}}{2,505} = \frac{1,0417}{2,505} = 0,4158; \quad q = 0,4158 \frac{p_i}{\sqrt{T_i}} rM. \quad (8)$$

(Для $\lambda_0 = \frac{1}{11,4}$ коэффициент был бы такой же.)

Выше написанная формула для определения σ_0 может быть дана еще в двух других вариантах: во-первых, можно заменить давление p_z давлением p_a и соответственно коэффициент μ_s условным коэффициентом μ_{sa} , во-вторых, можно заменить давление p_z через p_i и коэффициент μ_s условным коэффициентом μ_{si} .

Таким образом мы получаем следующие формулы:

$$\sigma_s^{\%} = \left(q \frac{nD}{v_s \mu_{sa}} \beta \eta \frac{S}{S_0} \right)^{2/3} : \sqrt[3]{p_a(p_s - p_a)}; \quad (9)$$

$$\sigma_s^{\%} = \left(q \frac{nD}{v_s \mu_{si}} \beta \eta \frac{S}{S_0} \right)^{2/3} : \sqrt[3]{p_i(p_s - p_i)}. \quad (10)$$

Поправочный множитель M следует брать во всех случаях по табл. 18 главы III, принимая

для расчета по коэффициенту μ_s μ_{sa} μ_{si}
 функциональную зависимость $M = f\left(\frac{p_z}{p_s}\right)$ $M = f\left(\frac{p_a}{p_s}\right)$ $M = f\left(\frac{p_i}{p_s}\right)$.

§ 2. Экспериментальное определение коэффициентов для расчета продувки

Для определения коэффициента y , с помощью которого вычисляется коэффициент r , обратимся к опытам Неймана, приведенным в выше цитированной статье.

Опыт № 9. $n = 784$; $T_s = 57,5 + 273 = 330,5^\circ \text{K}$; $p_s = 1,28 \text{ ама}$;

$N_e = 6,24 \text{ л. с.}$; $T_i = 13,4 + 273 = 286,4^\circ \text{K}$; $p_i = 1,03 \text{ ама}$.

$$y = \left(\frac{T_s - T_i}{T_i} \right) : \left(2 \frac{p_s - p_i}{p_i} \right) = \left(\frac{57,5 - 13,4}{286,4} \right) : \left(2 \frac{1,28 - 1,03}{1,03} \right) = \frac{44,1 \cdot 1,03}{286,4 \cdot 2 \cdot 0,25} = 0,317 \approx 0,32.$$

Опыт № 6. $n = 1010$; $T_s = 74 + 273 = 347$; $p_s = 1,38 \text{ ама}$;

$N_e = 8,04 \text{ л. с.}$; $T_i = 18 + 273 = 291$; $p_i = 1,03 \text{ ама}$.

$$y = \left(\frac{74 - 18}{291} \right) : \left(2 \frac{1,38 - 1,03}{1,03} \right) = \frac{56 \cdot 1,03}{291 \cdot 2 \cdot 0,75} = 0,283 \approx 0,28.$$

Опыт № 10. $n = 1182$; $T_s = 76,5 + 273 = 349,5$; $p_s = 1,49 \text{ ама}$;

$N_e = 9,42 \text{ л. с.}$; $T_i = 14,9 + 273 = 287,9$; $p_i = 1,04 \text{ ама}$.

$$y = \left(\frac{76,5 - 14,9}{287,9} \right) : \left(2 \frac{1,49 - 1,04}{1,03} \right) = \frac{61,6 \cdot 1,04}{287,9 \cdot 2 \cdot 0,45} = 0,248 \approx 0,25.$$

Как видно из этих примеров, разности $(p_s - p_i)$ и $(t_s - t_i)$ возрастают вместе с увеличением числа оборотов двигателя, коэффициент же y , напротив, несколько убывает. Указанное выше среднее значение коэффициента $y = 0,25$ может быть с известным приближением принято также и для двигателей Юнкера.

Далее используем те же опыты для нахождения коэффициентов r и M , причем коэффициент M рассматриваем как функцию отношения $\frac{p_a}{p_s}$, следовательно, предполагается расчет σ_0 по коэффициенту μ_{sa} и давлениям p_s и p_a (табл. 124).

Таблица 124

	p_i	p_a	p_s	$\frac{p_a}{p_s}$	M	$\frac{p_s}{p_i}$	y	r	rM
Опыт № 9	1,03	1,09	1,28	0,852	1,006	1,242	0,32	1,077	1,082
Опыт № 6	1,03	1,11	1,38	0,804	1,009	1,339	0,28	1,095	1,104
Опыт № 10	1,04	1,15	1,49	0,772	1,011	1,433	0,25	1,108	1,120

Затем можем вычислить для тех же опытов коэффициенты q и $q^{2/3}$ (табл. 125).

Таблица 125

	p_i	T_i	$\sqrt{T_i}$	$\frac{p_i}{\sqrt{T_i}}$	rM	q	$q^{2/3}$
Опыт № 9	1,03	286,4	16,93	0,0609	1,082	0,02739	0,0953
Опыт № 6	1,03	291	17,08	0,0604	1,104	0,02778	0,0958
Опыт № 10	1,04	287,9	16,97	0,0614	1,120	0,02857	0,0967

Заметим, что если бы коэффициент M мы рассматривали как функцию отношения $\frac{p_i}{p_s}$, т. е. предполагая расчет по коэффициенту μ_{si} и давлениям p_s и p_i , то получили бы приблизительно те же результаты.

Таким образом, коэффициент q , как показывают вышеприведенные подсчеты, изменяется весьма незначительно при довольно широких пределах изменения давления в ресивере (от 1,28 до 1,49 *атм*), а поэтому для практического определения высоты продувочных окон мы можем принять в качестве среднего значения $q = 0,0278$ (или соответственно $q^{2/3} = 0,0960$), так что расчетная формула может быть написана в таком виде (взяв вариант через коэффициент μ_{sa} и давления p_s и p_a):

$$\sigma_0^* = \left(0,0278 \frac{nD}{v_s \mu_{sa}} \beta \eta \frac{S}{S_0} \right)^{2/3} : \sqrt[3]{p_a(p_s - p_a)} = 0,096 \sqrt[3]{\left(\frac{nD}{v_s \mu_{sa}} \beta \eta \frac{S}{S_0} \right)^2 : p_a(p_s - p_a)}. \quad (11)$$

Переходим к весьма существенному вопросу об определении числовой величины условного коэффициента истечения для продувочных окон μ_{sa} (при расчете от давления p_s до давления p_a), используя данные тех же опытов Неймана с двигателем Юнкера.

Основная формула для определения μ_{sa} экспериментальным путем может быть написана, согласно вышесказанному, в таком виде

$$\mu_{sa} = \left(q \frac{nD}{v_s} \beta \eta \frac{S}{S_0} \right) : [\sigma_0^{3/2} \sqrt{p_a(p_s - p_a)}]. \quad (12)$$

При подсчете ряда опытов с одним и тем же двигателем эту формулу удобнее представить с выделением постоянного коэффициента так:

$$\mu_{sa} = \left(\frac{D}{v_s \sigma_0^{3/2}} \cdot \frac{S}{S_0} \right) \times \frac{q n \beta \eta}{\sqrt{p_a(p_s - p_a)}}. \quad (13)$$

Наконец, пользуясь средним значением коэффициента q , можно представить формулу для μ_{sa} так:

$$\mu_{sa} = \left(\frac{0,0278 D}{v_s \sigma_0^{3/2}} \cdot \frac{S}{S_0} \right) \times \frac{n \beta \eta}{\sqrt{p_a(p_s - p_a)}}. \quad (14)$$

Начнем с вычисления отдельных множителей, входящих в ф-лу (13), для определения коэффициента μ_{sa} . Диаметр цилиндра $D = 0,6$ м, ход нижнего поршня $S_u = 0,12$ м, ход верхнего поршня $S_0 = 0,09$ м, сумма обоих ходов $S_u + S_0 = 0,21$ м (относительное же перемещение поршней в момент их наибольшего взаимного удаления $S = 0,208$ м), отношение ходов

$$\frac{S_u + S_0}{S_0} = \frac{0,21}{0,09} = 2,335 \quad \left(\frac{S}{S_0} = \frac{0,208}{0,09} = 2,31 \right).$$

Найдем относительное положение верхнего поршня в процентах его хода σ_0 от его в. м. т. в момент начала продувки (иначе—это высота продувочных окон, выраженная в процентах хода продувочного поршня, в предположении, что продувочные окна доходят до в. м. т.). По данным цитированной выше статьи начало продувки соответствует положению продувочного кривошипа на

$$y = 36 + 15 = 51^\circ$$

до его в. м. т.

Относительное перемещение поршня в долях его хода приближенно

$$x = 0,5(1 - \cos y) \mp \lambda \left(\frac{\sin y}{2} \right)^2,$$

причем отсчету x и y от н. м. т. соответствует знак минус (—), а отсчету x и y от в. м. т., как в данном случае, соответствует знак плюс (+). Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для верхнего поршня $\lambda_0 = \frac{1}{12}$, поэтому

при $\cos 51^\circ = 0,62982$ и $\sin 51^\circ = 0,77715$

$$x_0 = 0,5(1 - \cos y) + \lambda_0 \left(\frac{\sin y}{2} \right)^2 = 0,5(1 - \cos 51^\circ) + \frac{1}{12} \left(\frac{\sin 51^\circ}{2} \right)^2 = 0,5 \cdot 0,37068 + \frac{1}{12} 0,38858^2 = 0,18534 + 0,0126 = 0,1979 = 19,79\%.$$

Если же принять фактическое для данного двигателя $\lambda_0 = \frac{1}{11,4}$, то мы нашли бы $x_0 = 19,86\%$.

Более точная ф-ла (10) (см. § 2 главы II)

$$x = 0,5(1 - \cos y) \mp \frac{1}{\lambda} \left[\left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^2 + \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^4 + \dots \right],$$

оставляя в ней знак плюс (+) при отсчете от в. м. т., для наших данных дает

$$x_0 = 0,18534 + 12(0,00105 + 0,000001) = 0,18534 + 0,01261 = 0,19795 = 19,795\%.$$

Результат почти не отличается от полученного выше приближенного. Поэтому мы можем принять с некоторым округлением

$$x_0 = 0,1985; \sigma_0 = 19,85\%; \sigma_0^{1/2} = 88,5.$$

Как показывает приведенная у Неймана диаграмма, продувочные окна получают свое полное открытие за 15° до прихода продувочного поршня в его в. м. т. (т. е. продувочный поршень имеет некоторый перебег по отношению к продувочным окнам). Найдем соответствующее положение поршня по упрощенной формуле

$$\begin{aligned} x_1 &= 0,5(1 - \cos y_1) + \lambda_0 \left(\frac{\sin y_1}{2} \right)^2 = 0,5(1 - \cos 15^\circ) + \frac{1}{12} \left(\frac{\sin 15^\circ}{2} \right)^2 = \\ &= 0,5(1 - 0,96593) + \frac{1}{12} \left(\frac{0,25882}{2} \right)^2 = 0,5 \cdot 0,03407 + \frac{0,12941^2}{12} = \\ &= 0,01704 + \frac{0,01675}{12} = 0,01704 + 0,00140 = 0,01844 = 1,844\% \approx 1,85\%. \end{aligned}$$

Фактическая высота продувочных окон

$$\Delta L_s = (x_0 - x_1) S_0 = (0,1985 - 0,0185) 90 = 0,18 \cdot 90 = 16,2 \text{ мм.}$$

Так как наибольшая площадь открытия продувочных щелей для данного двигателя $F_s = 12,5 \text{ см}^2$, то использованная для продувки доля окружности, считая окна прямоугольными, есть

$$v_s = \frac{F_s}{\pi D \Delta L_s} = \frac{1250}{\pi \cdot 60 \cdot 16,2} = 0,410.$$

Однако, окна имеют скругление углов, что уменьшает расчетную (или эффективную) величину v_s , как это можно видеть из следующих рассуждений.

Выраженное в градус-долях действие продувочных окон, имеющих относительную высоту $\sigma_0\%$ от н. м. т., равно

$$b_s = \frac{0,1546}{1 - \frac{\lambda}{2}} \sigma_0^{1/2}.$$

При размещении окон у в. м. т. при $\lambda \approx 1:12$ соответственно

$$b_{so} = \frac{0,1566}{1 + \frac{\lambda_0}{2}} \sigma_0^{1/2} \quad (15)$$

или при

$$\lambda_0 = \frac{1}{12}; 1 + \frac{\lambda_0}{2} = 1,0417; \frac{0,1566}{1,0417} = 0,1504; b_{so} = 0,1504 \sigma_0^{1/2}. \quad (16)$$

Отсюда для окон, имеющих относительную высоту $\sigma_0 = 19,85\%$, находим их действие

$$b_{so} = 0,1504 \cdot 19,85^{1/2} = 0,1504 \cdot 88,5 = 13,31 \text{ град. - долей.}$$

Вследствие недохождения окон до в. м. т. на $\sigma_1 = 1,85\%$ из подсчитанной величины действия теряется

$$\Delta b = 0,1504 \cdot 1,85^{1/2} = 0,1504 \cdot 2,52 = 0,379 = 0,38 \text{ град. - долей.}$$

Поэтому фактическое действие окон

$$b_s = 13,31 - 0,38 = 12,93 \text{ град. - долей.}$$

А так как в статье Неймана указано действие продувочных окон

$$\int f_s d\alpha = 0,087 \text{ м}^2 \cdot \text{град.},$$

то из равенства

$$\int f_s d\alpha = \pi D S_0 v_s b_s$$

мы можем найти эффективное

$$v_s = \frac{\int f_s d\alpha}{\pi D S_0 b_s} = \frac{0,087}{\pi \cdot 0,06 \cdot 0,09 \cdot 12,93} = 0,397$$

вместо выше найденного $v_s = 0,41$ (т. е. приблизительно на 3% меньше).

Однако, для дальнейшего удобнее при подсчетах заменить продувочные окна более узкими, но доходящими до н. м. т. при условии сохранения того же время-сечения. Новое, условное v_s найдется следующим образом. Как выше найдено, действие продувочных окон, идущих от в. м. т. до $\sigma_0 = 19,85\%$ от хода верхнего поршня, равно $b_{s0} = 13,31$ град.-долей, действие же фактических окон лишь $b_s = 12,93$ град.-долей, следовательно, условное

$$v_s = \frac{b_s}{b_{s0}} v_s = \frac{12,93}{13,31} 0,397 = 0,3857 \approx 0,39.$$

По этой условной величине $v_0 = 0,39$ мы и будем производить дальнейшие вычисления.

Вычислим постоянный коэффициент в ф-ле (13), заменив в ней предварительно v_s через v_0 и S через $S_u + S_0$. Имеем

$$\frac{D}{v_0 \sigma_0} \cdot \frac{S_u + S_0}{S_0} = \frac{0,06}{0,39 \cdot 88,5} 2,335 = 0,00406.$$

Таким образом, расчетная ф-ла (13) принимает вид

$$v_{sa} = 0,00406 \frac{q n \beta \eta}{V p_a (p_s - p_a)}. \quad (17)$$

Если вместо $S_u + S_0$ принять S , то коэффициент формулы примет значение 0,00402.

Переходим к нахождению остальных множителей ф-лы (17).

Относительный объем продувочного насоса равен

$$\beta = \frac{V_{hp}}{V_h},$$

где V_{hp} — рабочий объем продувочного насоса, а V_h — рабочий объем цилиндра (для двигателя Юнкера правильнее под V_h подразумевать разность между наибольшим и наименьшим объемами цилиндра, что приблизительно на 1% меньше, чем сумма объемов, описанных обоими поршнями двигателя). Коэффициент подачи продувочного насоса

$$\eta = \frac{G}{G_T},$$

где G — вес воздуха, израсходованного для продувки на каждый цикл, а G_T — теоретический вес воздуха, подаваемый продувочным насосом при идеальных условиях. Обозначая через L_r $\text{м}^3/\text{час}$ фактически измеренный при 15° и 1 *ата* объем израсходованного на один цилиндр продувочного воздуха, мы можем написать следующие равенства (удельный объем воздуха при 15° и 1 *ата* есть $1,186 \text{ м}^3/\text{кг}$):

$$G = \frac{1,186}{60 n} L_r = 0,01976 \frac{L_r}{n}, \quad (18)$$

$$G_T = \frac{10^4 p_i}{29,27 T_i} V_{hp}; \quad (19)$$

$$\eta = \frac{0,01976 \cdot 29,27 L_r T_i}{10^4 n V_{hp} p_i} = \frac{0,5785 L_r T_i}{10^4 n V_{hp} p_i}; \quad (20)$$

$$\beta\eta = \varphi = \frac{V_{hp}}{V_h} \eta = \frac{0,5785 L_r T_i}{10^4 n V_h p_i}. \quad (21)$$

Для рассматриваемого двигателя диаметр рабочего цилиндра $D = 60$ мм, площадь поршня $f = 0,0283$ м², суммарный ход поршней

$$S_u + S_o = 120 + 90 = 210 \text{ мм},$$

соответствующий этому ходу рабочий объем

$$V_h = 0,0283 \cdot 0,21 = 0,00594 \text{ м}^3,$$

а поэтому

$$\beta\eta = \frac{0,5785}{5,94} \cdot \frac{L_r T_i}{n p_i} = 0,0974 \frac{L_r T_i}{n p_i}.$$

Заметим, что относительное перемещение поршней при их наибольшем взаимном удалении составляет $S = 208$ мм, соответствующий этому перемещению описанный поршнем объем

$$V = 0,0283 \cdot 0,208 = 0,00588 \text{ м}^3$$

и поэтому найденное по этой величине относительное количество продувочного воздуха будет

$$\beta\eta = \frac{0,5785}{5,88} \cdot \frac{L_r T_i}{n p_i} = 0,0984 \frac{L_r T_i}{n p_i}.$$

Подсчет величины $\beta\eta$ дан в табл. 126, причем указанные в скобках значения относятся к последнему способу подсчета (т. е. через $S = 208$ мм).

Таблица 126

	L_r	T_i	n	p_i	$\beta\eta$	$(\beta\eta)$	Коэффициенты Неймана	
							ψ	ψ'
Опыт № 9	53,9	286,4	784	1,03	1,863	(1,880)	1,95	1,85
Опыт № 6	51,5	291	1010	1,03	1,40	(1,413)	1,45	1,37
Опыт № 10	76,3	287,9	1182	1,04	1,74	(1,757)	1,83	1,74

Остальные данные для вычисления коэффициента μ_{sa} по ф-ле (17) приведены в табл. 127.

Таблица 127

	q	n	$\beta\eta$	p_a	p_s	$\sqrt{p_a(p_s - p_a)}$	$\frac{q\beta\eta}{\sqrt{p_a(p_s - p_a)}}$	μ_{sa}	μ_1 по Нейману
Опыт № 9	0,0274	784	1,863	1,09	1,28	0,455	87,93	0,357	0,376
Опыт № 6	0,0278	1010	1,40	1,11	1,38	0,547	71,30	0,2894	0,313
Опыт № 10	0,0286	1182	1,74	1,15	1,49	0,625	94,1	0,382	0,413

Менее характерной величиной, чем μ_{sa} , вследствие большого сопротивления в выхлопном трубопроводе в данном двигателе, является коэффициент μ_{st} , который для рассматриваемого случая может быть по аналогии с ф-лой (17) вычислен по формуле

$$\mu_{st} = 0,00406 \frac{q\eta\beta\eta}{\sqrt{p_t(p_s - p_t)}} = \mu_{sa} \sqrt{\frac{p_a(p_s - p_a)}{p_t(p_s - p_t)}}. \quad (22)$$

Данные для вычисления этого коэффициента приведены в табл. 128.

Таблица 128

	p_t	p_s	$\sqrt{p_t(p_s - p_t)}$	$\sqrt{p_a(p_s - p_a)}$	μ_{sa}	μ_{st}
Опыт № 9	1,03	1,28	0,508	0,455	0,357	0,3197
Опыт № 6	1,03	1,38	0,60	0,547	0,2894	0,2638
Опыт № 10	1,04	1,49	0,684	0,625	0,382	0,349

Подводя итог произведенным подсчетам коэффициентов μ_{st} и μ_{sa} на основании данных Неймана, мы можем принять для двигателей Юнкера в среднем μ_{sa} = от 0,3 до 0,4, коэффициент же μ_{st} оказался на 0,03—0,04 ниже, чем μ_{sa} . Обычно

$$\mu_{st} = \mu_{sa} - (\text{от } 0,01 \text{ до } 0,02).$$

Если для расчета высоты продувочных окон принять коэффициент $q=0,0278$ и $\mu_{sa}=0,390$, то ф-ла (11) получит вид

$$\sigma_0\% = 0,18 \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{nD}{v_s} \beta \eta \frac{S}{S_0}\right)^2}{p_a(p_s - p_a)}}. \quad (23)$$

Если высоту продувочных окон выразить в процентах от общего хода поршня, то из предыдущей формулы получим

$$\sigma\% = \frac{S_0}{S} \sigma_0\% = 0,18 \sqrt[3]{\frac{S_0 \left(\frac{nD}{v_s} \beta \eta\right)^2}{S p_a(p_s - p_a)}}. \quad (24)$$

В качестве примера применения последней формулы подсчитаем по ней относительную высоту продувочных окон для двигателя, испытанного Нейманом, по данным опытов № 9 и 10, для которых были получены выше хорошие коэффициенты μ_{sa} (соответственно 0,362 и 0,388), близкие в принятому в последней формуле значению $\mu_{sa}=0,39$. Заметим, что выполненный размер продувочных окон в процентах суммарного хода поршня составляет, считая от в. м. т.:

$$19,85 \frac{90}{210} = 8,51\%.$$

По данным опыта № 9 находим

$$\frac{S_0}{S} \cdot \frac{\left(\frac{nD}{v_s} \beta \eta\right)^2}{p_a(p_s - p_a)} = \frac{\left(\frac{784 \cdot 0,06}{0,39} 1,863\right)^2}{2,335 \cdot 1,09 (1,28 - 1,09)} = \frac{224,5^2}{2,335 \cdot 1,09 \cdot 0,19} = 104500.$$

Следовательно, по ф-ле (20)

$$\sigma\% = 0,18 \sqrt[3]{104500} = 8,47\%.$$

По данным опыта № 10 находим

$$\frac{S_0 \cdot \left(\frac{nD}{v_s} \beta \eta \right)^2}{S \cdot p_s(p_s - p_a)} = \frac{\left(\frac{1182 \cdot 0,06}{0,39} 1,74 \right)^2}{2,335 \cdot 1,15(1,49 - 1,15)} = \frac{316^2}{2,335 \cdot 1,15 \cdot 0,34} = 114\,500.$$

Следовательно, по ф-ле (24)

$$\sigma = 0,18 \sqrt[3]{114\,500} = 8,73\%.$$

В опыте № 6 коэффициент μ_{sa} оказался в силу некоторых неблагоприятных обстоятельств весьма низким. Применительно к данным этого опыта ф-ла (24) дала бы меньшее действительного значение $\sigma\%$. Для получения соответствия с действительными размерами окон в этом последнем случае пришлось бы коэффициент в ф-ле (24) повысить с 0,18 до 0,21. В самом деле, мы нашли бы для опыта № 6

$$\frac{S_0 \cdot \left(\frac{nD}{v_s} \beta \eta \right)^2}{S \cdot p_s(p_s - p_a)} = \frac{\left(\frac{1010 \cdot 0,06}{0,39} 1,4 \right)^2}{2,335 \cdot 1,11(1,38 - 1,11)} = \frac{218^2}{2,335 \cdot 1,11 \cdot 0,27} = 67\,800$$

и, следовательно,

$$\sigma = 0,21 \sqrt[3]{67\,800} = 8,54\%.$$

В предыдущем как для определения коэффициента μ_{sa} , так и для нахождения высоты окон σ , мы пользовались формулами, в которых были допущены некоторые математические упрощения, а поэтому вполне естественно ожидать, что определенные нами значения коэффициента μ_{sa} имеют некоторую погрешность, хотя и пригодны для вычисления высоты продувочных окон по тем же приближенным формулам.

Поставим задачей выяснить, как велика погрешность, полученная в результате допущенных нами математических упрощений. С этой целью применим к тем же опытам Неймана другой способ нахождения коэффициента μ_{sa} , совершенно свободный от всякого рода математических упрощений, принятых нами выше, и потому являющийся вполне точным (однако, этот способ непригоден для сокращенного решения прямой задачи — определения необходимой высоты продувочных окон).

Коэффициент μ_{sa} можно представить так:

$$\mu_{sa} = \frac{G}{G_0},$$

где G — фактически замеренный расход продувочного воздуха в кг/цикл, а G_0 — теоретический расход продувочного воздуха через продувочные окна за цикл, найденный по геометрическому действию окон и давлениям: в ресивере p_s и в выпускном трубопроводе p_a .

Для G через n об/мин и L_r м³/час (при 15° и 1 ата) мы уже имели такое выражение (ф-ла 18):

$$G = 0,01976 \frac{L_r}{n}.$$

Для G_0 имеем

$$G_0 = \sqrt[3]{2g \frac{k}{k-1} \int f_s d\tau \frac{10^4 p_s}{\sqrt{RT_s}} \left(\frac{p_a}{p_s} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_a}{p_s} \right)^{1 - \frac{1}{k}}}}. \quad (25)$$

При $k = 1,4$ и $R = 29,27$

$$\sqrt{\frac{2g \frac{k}{k-1}}{R}} = \sqrt{\frac{68,67}{29,27}} = \sqrt{2,346} = 1,532,$$

поэтому

$$G_0 = 1,532 \int f_s d\tau \frac{10^4 p_s}{\sqrt{T_s}} \left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{\frac{1}{1,4}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{1 - \frac{1}{1,4}}} \quad (26)$$

Для подсчета нескольких опытов с одним и тем же двигателем удобнее сделать замену

$$\int f_s d\tau = \frac{1}{6n} \int f_s d\alpha. \quad (27)$$

В таком случае

$$G_0 = 0,2553 \int f_s d\alpha \frac{10^4 p_s}{n \sqrt{T_s}} \left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{\frac{1}{1,4}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{1 - \frac{1}{1,4}}} \quad (28)$$

Таким образом, искомое выражение для условного коэффициента расхода μ_{sa} будет

$$\mu_{sa} = \frac{0,0774 L_r \sqrt{T_s}}{\int f_s d\alpha \frac{10^4 p_s}{\sqrt{T_s}} \left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{\frac{1}{1,4}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{1 - \frac{1}{1,4}}}} \quad (29)$$

Для двигателя Юнкерса, испытанного Нейманом,

$$\int f_s d\alpha = 0,0870 \text{ м}^2 \cdot \text{град},$$

поэтому

$$\mu_{sa} = \frac{0,8895 L_r \sqrt{T_s}}{10^4 p_s \left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{\frac{1}{1,4}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{1 - \frac{1}{1,4}}}} \approx \frac{0,89 L_r \sqrt{T_s}}{10^4 p_s \left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{\frac{1}{1,4}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{1 - \frac{1}{1,4}}}} \quad (30)$$

Произведем по последней формуле подсчет μ_{sa} для опытов № 9, 6 и 10. Для опыта № 9 имеем

$$\begin{aligned} \frac{p_a}{p_s} = \frac{1,09}{1,28} = 0,8515 = \frac{1}{1,1743}; \quad \frac{1}{1,4} \lg \frac{p_a}{p_s} &= -\frac{\lg 1,1743}{1,4} = -\frac{0,0698}{1,4} = \\ &= -0,04985 = -1,95015; \quad \left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,8918. \end{aligned}$$

$$L_r = 53,9; T_s = 330,5;$$

$$\mu_{sa} = \frac{0,89 \cdot 53,9 \sqrt{330,5}}{10^4 \cdot 1,28 \cdot 0,8918 \sqrt{1 - \frac{0,8515}{0,8918}}} = \frac{0,89 \cdot 53,9 \cdot 18,18}{10^4 \cdot 1,28 \cdot 0,8918 \cdot 0,2126} = 0,359.$$

Упрощенным способом было найдено $\mu_{sa} = 0,357$.

Для опыта № 6 имеем

$$\frac{p_a}{p_s} = \frac{1,11}{1,38} = 0,8043 = \frac{1}{1,243}; \quad \frac{1}{1,4} \lg \frac{p_a}{p_s} = -\frac{\lg 1,243}{1,4} = -\frac{0,0944}{1,4} =$$

$$= -0,06742 = \bar{1},93258; \quad \left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,8563.$$

$$L_r = 51,5; \quad T_s = 347;$$

$$\mu_{sa} = \frac{0,89 \cdot 51,5 \sqrt{347}}{10^4 \cdot 1,38 \cdot 0,8563 \sqrt{1 - \frac{0,8043}{0,8563}}} = \frac{0,89 \cdot 54,5 \cdot 18,63}{10^4 \cdot 1,38 \cdot 0,8563 \cdot 0,2460} = 0,294.$$

Упрощенным способом было найдено $\mu_{sa} = 0,2894$.
Для опыта № 10 имеем

$$\frac{p_a}{p_s} = \frac{1,15}{1,49} = 0,7718 = \frac{1}{1,296}; \quad \frac{1}{1,4} \lg \frac{p_a}{p_s} = -\frac{\lg 1,296}{1,4} = -\frac{0,1126}{1,4} =$$

$$= -0,08043 = \bar{1},91957; \quad \left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,8310.$$

$$L_r = 76,3; \quad T_s = 349,5;$$

$$\mu_{sa} = \frac{0,89 \cdot 76,3 \sqrt{349,5}}{10^4 \cdot 1,49 \cdot 0,831 \sqrt{1 - \frac{0,7718}{0,831}}} = \frac{0,89 \cdot 76,3 \cdot 18,70}{10^4 \cdot 1,49 \cdot 0,831 \cdot 0,2672} = 0,384.$$

Упрощенным способом было найдено $\mu_{sa} = 0,382$.

Как видим, точный способ дает значения μ_{sa} приблизительно на 1% более низкие, чем приближенный (эта разница несущественна, если ограничиться в выборе числового значения коэффициента μ_{sa} лишь двумя десятичными знаками после запятой).

В заключение приведем еще подсчет коэффициента μ_{sa} для двигателя Юнкера, рассмотренного в книге проф. А. С. Орлина „Продувка двухтактных быстроходных двигателей внутреннего сгорания“, 1935 г., стр. 45 и далее.

В основу подсчета положим ф-лу (12)

$$\mu_{sa} = \left(q \frac{nD}{v_s} \beta \eta \frac{S}{S_0} \right) : [\sigma_0^{1/2} \sqrt{p_a(p_s - p_a)}],$$

где по ф-ле (8)

$$q = 0,4158 \frac{p_i}{\sqrt{T_i}} r M; \quad r = \sqrt{\frac{T_s}{T_i}},$$

а M берется по табл. 18 главы III в функции отношения $\frac{p_a}{p_s}$.

Применительно к рассматриваемому случаю удобно предварительно произвести некоторое преобразование взятой выше формулы в общем виде, а именно берем соотношение

$$\int f_s d\tau = \frac{v_s V_{ho}}{1,5(nD)} b_{so},$$

где для двигателя Юнкера при $\lambda_0 = \frac{1}{12}$ по ф-ле (16)

$$b_{so} = 0,1504 \sigma_0^{1/2}.$$

Следовательно,

$$\int f_s d\tau = \frac{v_s V_{h0}}{1,5 (nD)} 0,1504 \sigma_0^{1/4} = \frac{v_s V_{h0} \sigma_0^{1/4}}{9,97 (nD)}.$$

Из последнего равенства находим

$$\frac{nD}{v_s \sigma_0^{1/4}} = \frac{V_{h0}}{9,97 \int f_s d\tau}.$$

Подставляя эту группу множителей в первоначально взятую формулу, находим окончательно

$$\mu_{sa} = \left(\frac{q V_{h0} \beta \eta S}{9,97 \int f_s d\tau S_0} \right) : \sqrt{p_a (p_s - p_a)}.$$

По приведенным в статье Орлина данным находим: $p_i = 0,995 \text{ ата}$, $T_i = 295^\circ \text{ К}$,

$$\sqrt{T_i} = \sqrt{295} = 17,18, \quad T_s = 310^\circ \text{ К},$$

$$r = \sqrt{\frac{T_s}{T_i}} = \sqrt{\frac{310}{295}} = \sqrt{1,052} = 1,026.$$

Заметим, что температура T_s указана слишком невысокой. Более достоверное значение коэффициента r найдется по давлениям p_s и p_i , принимая среднее значение коэффициента $y = 0,25$ с помощью формулы

$$r = 1 + y \frac{p_s - p_i}{p_i} = 1 + 0,25 \frac{1,33 - 0,995}{0,995} = 1 + 0,25 \cdot \frac{0,335}{0,995} = 1,084.$$

Далее по $p_a = 1 \text{ ата}$ и $p_s = 1,33 \text{ ата}$ имеем $\frac{p_a}{p_s} = 0,752$, соответственно по упомянутой выше табл. 18 находим $M = 1,012$.

Поэтому

$$q = 0,4158 \frac{0,995}{17,18} = 1,026 \cdot 1,012 = 0,02505.$$

При диаметре рабочего цилиндра $D = 0,06 \text{ м}$ и ходе продувочного поршня $S_0 = 0,09 \text{ м}$ имеем объем, описанный этим поршнем,

$$V_{h0} = 0,00332 \cdot 0,09 = 0,000299 \text{ м}^3.$$

Затем имеем:

$$\beta \eta = 1,35; \quad S_u = 0,12 \text{ м}; \quad S = S_0 + S_u = 0,21 \text{ м};$$

$$\frac{S}{S_0} = \frac{0,21}{0,09} = 2,333.$$

Время сечения продувки (без наддувки) указано в статье Орлина равным $19,0 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек}$. Прибавляя на наддувку приблизительно 2%, как следует из приведенной в статье диаграммы, находим для общего действия продувочных окон

$$\int f_s d\tau = 1,02 \cdot 1,09 \cdot 10^{-5} = 11,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{сек}.$$

По давлениям $p_a = 1 \text{ ата}$ и $p_s = 1,33 \text{ ата}$ вычисляем

$$\sqrt{p_a (p_s - p_a)} = \sqrt{1(1,33 - 1)} = \sqrt{0,33} = 0,575.$$

Все эти предварительные вычисления дают возможность по выше полученной формуле найти

$$\mu_{sa} = \frac{0,02505 \cdot 0,000299 \cdot 1,35 \cdot 2,333}{9,97 \cdot 11,1 \cdot 10^{-6} \cdot 0,575} = 0,370.$$

Полученный ответ достаточно хорошо согласуется с тем средним значением $\mu_{sa} = 0,390$, которое было принято нами выше, как характерное для хороших условий, на основании опытов Неймана с двигателем Юнкерса.

Заметим, что при принятии $r=1,084$ вместо $r=1,026$ мы нашли бы несколько более высокое значение

$$\mu_{sa} = 0,370 \frac{1,084}{1,026} = 0,390,$$

примерно равное наибольшему значению $\mu_{sa} = 0,388$, найденному из опытов Неймана (именно для опыта № 10).

В приведенном здесь способе подсчета коэффициента μ_{sa} оказался совершенно исключенным из формулы коэффициент v_s . Найдем его для двигателя Юнкерса по данным статьи Орлина, используя уже известные нам формулы. Находим последовательно

$$v_s = \frac{1,5 n D \int f_s d\tau}{V_{ho} b_{so}};$$

$$b_{so} = 0,1504 \sigma_0 \frac{\%}{\%} \left(\text{при } \lambda_0 = \frac{1}{12} \right);$$

$$l_s = 16,2 - 0,5 = 15,7 \text{ мм};$$

$$\sigma_0 = \frac{l_s}{S_0} = \frac{15,7}{90} = 17,45\%,$$

$$\sigma_0^{\%} = 73;$$

$$l_{so} = 0,1504 \cdot 73 = 10,97 \text{ град.-долей};$$

$$v_s = \frac{1,5 \cdot 1200 \cdot 0,065 \cdot 11,1 \cdot 10^{-6}}{0,000299 \cdot 10,97} = 0,396.$$

Если бы исходить из приведенной в статье площади наибольшего открытия продувочных окон $F_s = 12,7 \text{ см}^2$, то нашли бы

$$v_s = \frac{F_s}{\pi D l_s} = \frac{1270}{\pi \cdot 0,65 \cdot 15,7} = 0,396,$$

что полностью совпадает с вышенайденным точным значением v_s .

Эти подсчеты показывают, что коэффициент v_s оказался здесь примерно таким же, как для двигателя, испытанного Нейманом.

§ 3. Основная формула для расчета выхлопа

Предложенная нами формула для сокращенного расчета предварения выхлопа в одноцилиндровых двигателях, позволяющая производить непосредственное определение относительной величины превышения высот выхлопных окон над продувочными, вообще говоря, не может быть применена к расчету двухпоршневых двигателей Юнкерса. Однако, применение этой формулы, по крайней мере для приближенных расчетов, оказывается возможным и для этих двигателей при условии предварительного внесения в нее некоторых изменений, заключающихся в следующем.

Прежде всего возникает вопрос, по отношению к какому ходу поршня должны быть даны входящие в эту формулу величины ψ , σ и Δ (соответственным образом следует брать σ для вычисления множителя m_s , входящего в эту

формулу), а именно — в долях ли суммарного хода поршня $S_u + S_0$ или, что почти одно и то же, в долях наибольшего относительного перемещения поршней S , причем обычно последняя величина составляет 0,99 от $S_u + S_0$, или в долях хода нижнего, выхлопного, поршня. В первом случае следует учесть, что в двигателях Юнкера происходит значительно большее возрастание объема цилиндра во время предварения выхлопа, чем в однопоршневых двигателях (вследствие быстрого перемещения продувочного поршня вверх, превышающего перемещение главного поршня вниз за тот же период), и соответственно в двигателях Юнкера создаются гораздо более благоприятные условия для снижения давления в цилиндре в процессе предварения выхлопа, чем в обычных двигателях. Поэтому в первом случае, т. е. при отнесении упомянутых выше величин ψ , σ и Δ к сумме ходов $S_u + S_0$ (или к S), формула для расчета Δ , выведенная для однопоршневых двигателей, требует внесения дополнительного множителя q , который, очевидно, должен быть существенно меньше единицы. Во втором случае, т. е. при отнесении величин ψ , σ , и Δ к ходу главного, выхлопного, поршня S_u , хотя и остается в силе благоприятное для протекания процесса выхлопа влияние быстрого перемещения вверх продувочного поршня, однако объем подлежащих удалению из цилиндра газов значительно больше, чем в однопоршневом двигателе с тем же ходом поршня S_u , что влияет на процесс выхлопа в противоположном направлении (требуя увеличенного действия выхлопных окон). Сказать заранее, какое из этих двух влияний будет иметь перевес, нельзя, однако подсчеты показывают, что перевес имеет второе обстоятельство, следовательно, во втором случае, т. е. при отнесении величин ψ , σ и Δ к ходу поршня S_u , обычная формула, примененная к расчету Δ в двигателе Юнкера, нуждается в поправочном множителе q_u , несколько большем единицы.

На основании сказанного расчетная формула для процесса предварения выхлопа в двигателях Юнкера может быть написана в одном из двух вариантов:

1) при отнесении ψ , σ и Δ к $S_u + S_0$ (или к S)

$$\Delta\% = q (k m_e m_p m_{nD} m_\sigma), \text{ где } q < 1;$$

2) при отнесении ψ , σ и Δ к S_u (соответственно обозначим эти величины через ψ_u , σ_u и Δ_u)

$$\Delta_u\% = q_u (k m_e m_p m_{nD} m_{\sigma p}), \text{ где } q_u > 1.$$

В этих формулах, как и для однопоршневых двигателей,

$$k = \frac{0,48}{p_5 - 0,4} + 1,9;$$

$$m_e = 0,96 + \frac{0,6}{\epsilon};$$

$$m_p = \sqrt[3]{\left(1g \frac{p_4}{p_5}\right)^2 : \left(\frac{p_4}{p_5}\right)};$$

$$m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_a v_a}\right)^{0,4};$$

$$m_\sigma = 1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2.$$

Для второй же из приведенных выше формул

$$m_{\sigma u} = 1,04 - 0,0004 (20 - \sigma_u\%).$$

Заметим, что между коэффициентами q и q_u существует простое соотношение, получаемое таким образом. Обозначая высоту той части выхлопных окон, которая открывается к моменту начала продувки, через l_d мм, имеем

$$\frac{\Delta\%}{100} = \frac{I_{\Delta}}{S_u + S_o} \left(\text{или иначе } \frac{\Delta'\%}{100} = \frac{I_{\Delta}}{S} \right);$$

$$\frac{\Delta_u\%}{100} = \frac{I_{\Delta}}{S_u},$$

откуда

$$100 I_{\Delta} = \Delta\% (S_u + S_o) = \Delta_u\% S_u,$$

поэтому

$$\frac{\Delta_u}{\Delta} = \frac{S_u + S_o}{S_u}.$$

Но, с другой стороны, из формул для $\Delta\%$ и $\Delta_u\%$ следует, что

$$\frac{\Delta_u}{\Delta} = \frac{q_u m_{cu}}{q m_c}.$$

Следовательно,

$$\frac{S_u + S_o}{S_u} = \frac{q_u m_{cu}}{q m_c}$$

или окончательно

$$q_u = q \frac{S_u + S_o}{S_u} \frac{m_c}{m_{cu}}. \quad (31)$$

Так как отношение $\frac{m_c}{m_{cu}}$ лишь незначительно меньше единицы, то приближенно

$$q_u \approx q \left(1 + \frac{S_o}{S_u} \right). \quad (32)$$

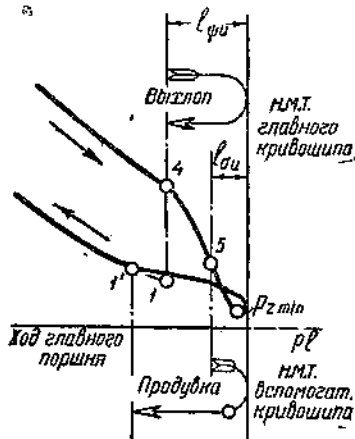
Из приведенных рассуждений следует, что достаточно установить экспериментально лишь один из коэффициентов q или q_u , а другой получится из первого простым пересчетом.

Необходимо сделать еще следующие замечания:

1. Величины σ и σ_u определяются по положению выхлопного поршня относительно н. м. т. в момент начала продувки (но отнюдь не характеризуют относительную высоту продувочных окон, как это имеет место при расчете продувки; это приводит к необходимости различать соответствующие величины при помощи каких-либо отличительных значков).

2. Связь σ_u и ψ_u с углами и с геометрическим действием окон в градус-долях (или в градус-процентах) должна быть вычислена по λ , приблизительно равному $\frac{1}{4}$ (у н. м. т.).

3. На индикаторной диаграмме (фиг. 81), снятой с помощью привода от главного кривошипа, относительное расстояние точек 4 (начало выхлопа) и 5 (начало продувки) от н. м. т. дает соответственно ψ_u и σ_u (но не ψ и σ), что следует иметь в виду при нахождении из этой диаграммы нужных для расчета выхлопа давлений p_4 и p_5 , предполагая известными, по размерам окон, величины ψ и σ . Указанные соображения относятся также к нахождению давления p_1 , необходимого для теплового расчета двигателя. В отношении величин давлений p_4 заметим, что это давление вследствие наддува в двигателях Юнкера значительно выше, чем в обычных двухтактных двигателях, не имею-



Фиг. 81

ших наддува (однако, вследствие нахождения точки 4 на индикаторной диаграмме вправо от точки 1', соответствующей моменту закрытия продувочных окон, это давление ниже, чем, например, в двигателях с обращенной прямой продувкой, в диаграмме которой точка 4 дальше отстоит от н. м. т., чем точка 1'). Ориентировочно можно принять для двигателей Юнкерса $p_4 = 5 \text{ ата}$.

§ 4. Экспериментальное определение поправочного коэффициента в формуле для расчета выхлопа

На основании предыдущего, определение поправочных коэффициентов в формуле для расчета выхлопа в двигателях Юнкерса следует производить по таким формулам:

$$\left. \begin{aligned} q &= \frac{\Delta\%}{km_e m_p m_{nD} m_{\sigma}}; & (33) \\ q_u &= \frac{\Delta_u\%}{km_e m_p m_{nD} m_{\sigma u}}; & (34) \end{aligned} \right\} \quad q_u = q \frac{S_u + S_o}{S_u} \frac{m_{\sigma}}{m_{\sigma u}} \quad (31)$$

При этом, в зависимости от постановки задачи, может оказаться необходимым пересчет от углов y к относительным положениям поршня x или обратно, а также — нахождение по x геометрического действия окон в градус-процентах и т. д. Отношение λ в этом случае может быть принято равным $\frac{1}{4}$. В одном из двигателей Юнкерса (испытанном Нейманом) это отношение выполнено фактически равным $\frac{1}{3,87}$, что можно заменить вышеприведенным округленным значением.

Приведем ряд вспомогательных формул, которые могут встретиться при определении из опытных данных искомых коэффициентов q и q_u .

Для перехода от угла y° от н. м. т. к относительному положению поршня x_u имеем приближенно при $\lambda_u = \frac{1}{4}$

$$\begin{aligned} x_u &= 0,5(1 - \cos y) - \lambda_u \left(\frac{\sin y}{2} \right)^2 = 0,5(1 - \cos y) - \frac{1}{4} \left(\frac{\sin y}{2} \right)^2 = \\ &= \frac{1 - \cos y}{2} - \frac{\sin^2 y}{16}, \end{aligned}$$

а более точно

$$\begin{aligned} x_u &= 0,5(1 - \cos y) - \frac{1}{\lambda_u} \left[\left(\frac{\lambda_u}{2} \sin y \right)^2 + \left(\frac{\lambda_u}{2} \sin y \right)^4 + \dots \right] = \\ &= 0,5(1 - \cos y) - 4 \left[\left(\frac{\sin y}{8} \right)^2 + \left(\frac{\sin y}{8} \right)^4 + \dots \right] \end{aligned}$$

(причем для отсчетов от в. м. т. знак при втором слагаемом меняется на плюс).

Для обратного перехода от x к y имеем в общем случае вполне точное уравнение

$$\cos y = \frac{\left(\pm \frac{1}{\lambda} - 1 \right) (1 - 2x) - 2x^2}{\left(\pm \frac{1}{\lambda} - 1 \right) + 2x},$$

которое для частного случая при отсчете от н. м. т. и с подстановкой $\lambda_u = \frac{1}{4}$ принимает вид

$$\cos y = \frac{\left(\frac{1}{\lambda_u} - 1\right)(1 - 2x_u) - 2x_u^2}{\left(\frac{1}{\lambda_u} - 1\right) + 2x_u} = \frac{3(1 - 2x_u) - 2x_u^2}{3 + 2x_u}.$$

Для подсчета геометрического действия окон имеем в общем случае

$$b_{\text{град.-дол.}} = \frac{m}{1 - \frac{\lambda}{2}} x_u^{3/2},$$

причем здесь в среднем

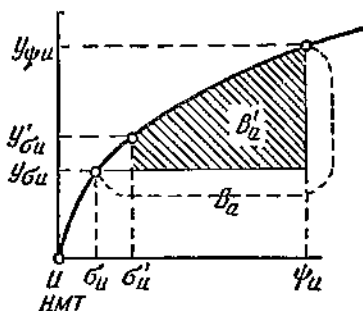
$$m = \frac{154,6}{2} = 77,3.$$

При отчете от н. м. т. берется знак минус (—), значение же коэффициента m для $\lambda = 1:4$ в пределах интересующих нас перемещений поршня возможно сохранить равным $m = 77,3$, что дает

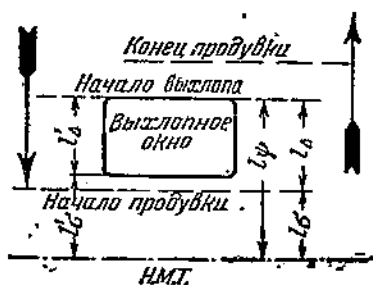
$$b_{\text{град.-дол.}} = \frac{m}{1 - \frac{\lambda}{2}} x_u^{3/2} = \frac{77,3}{1 - \frac{1}{8}} x_u^{3/2} = 88,35 x_u^{3/2} = 0,08835 \sigma_u^{3/2} \quad (35)$$

или

$$B_{\text{град.-проц.}} = 100 b_{\text{град.-дол.}} = 8,835 \sigma_u \%^{3/2}. \quad (36)$$



Фиг. 82



Фиг. 83

Следовательно, геометрическое действие выхлопных окон для предварения выхлопа при перемещении поршня от $\psi_u \%$ (соответственный угол $y_{\psi u}^\circ$) до $\sigma_u \%$ (соответственный угол $y_{\sigma_u}^\circ$) (фиг. 82) будет

$$B_a \text{ град.-проц.} = 8,835 \left(\psi_u \%^{3/2} - \sigma_u \%^{3/2} \right) - y_{\sigma_u}^\circ (\psi_u \% - \sigma_u \%) \quad (37)$$

или приближенно

$$B_a \text{ град.-проц.} \approx 0,54 (\psi_u \%^2 - \sigma_u \%^2) (y_{\psi u}^\circ - y_{\sigma_u}^\circ). \quad (38)$$

В двигателях Юнкера фактическая высота выхлопных окон L_a , соответствующая положению поршня σ_u' (фиг. 83), не доходит до положения поршня σ_u в момент начала продувки, а поэтому геометрическое действие выхлопных окон в процессе периода выхлопа

$$B_a' \text{ град.-проц.} = 8,835 \left(\psi_u \%^{3/2} - \sigma_u' \%^{3/2} \right) - y_{\sigma_u}^\circ (\psi_u \% - \sigma_u' \%). \quad (39)$$

Разность $B_a - B_a'$ (незаштрихованный треугольник на фиг. 82)

$$B_a - B'_a = 8,835 (\sigma'_a{}^2 - \sigma_a{}^2) + y_{au}(\sigma_u - \sigma'_u) \quad (40)$$

или приближенно

$$B_a - B'_a \approx 0,5 (\sigma'_u - \sigma_u) (y'_{au} - y_{au}). \quad (41)$$

Поэтому, также приближенно,

$$\begin{aligned} B'_a - B_a - (B_a - B'_a) &= 0,54 (\psi_u - \sigma_u) (y_{\psi u} - y_{au}) - 0,5 (\sigma'_u - \sigma_u) (y'_{au} - y_{au}) \approx \\ &\approx 0,54 [(\psi_u - \sigma_u)(y_{\psi u} - y_{au}) - (\sigma'_u - \sigma_u)(y'_{au} - y_{au})]. \end{aligned} \quad (42)$$

Для определения доли окружности, использованной для выхлопа, могут служить следующие формулы: при известной площади открытия выхлопных окон F_a имеем

$$v_a = \frac{F_a}{\pi D l'_a},$$

если же известна суммарная ширина выхлопных окон Σe_a , то

$$v_a = \frac{\Sigma e_a}{\pi D}.$$

Так как окна, выполненные с этим v_a и высотой l_a , давали бы геометрическое действие, измеряемое величиной B_a , в действительности же это действие равно B'_a , то при расчетах по высоте l_a вместо l'_a необходимо ввести условное

$$v_u = v_a \frac{B'_a}{B_a}.$$

Для определения v_a по b'_a град.-дол. и $\int f_a dy$ м².град имеем

$$v_a = \frac{\int f_a dy}{\pi D S_u b'_a}, \quad (43)$$

следовательно,

$$v_u = \frac{\int f_a dy}{\pi D S_u b_a}. \quad (44)$$

Если же вместо $\int f_a dy$ м² · град дано $\int f_a d\tau$ м² · сек = $\frac{1}{6\pi} \int f_a dy$, то

$$v_a = \frac{6\pi \int f_a d\tau}{\pi D S_u b'_a} \quad (45)$$

и далее

$$v_u = \frac{6\pi \int f_a d\tau}{\pi D S_u b_a} \text{ или } v_u = \frac{1,5 \pi D \int f_a d\tau}{V_{\text{ин}} \cdot b_a}. \quad (46)$$

После этих предварительных указаний рассмотрим два примера на подсчет коэффициентов q_u и q , беря материал для одного из них из статьи Неймана, а для другого — из статьи Орлина (названия этих статей были указаны выше).

Пример 1. Дано $y_{\psi a} = 54^\circ$; $y_{au} = 36^\circ$; $y'_{au} = 38^\circ$ (по приближенной оценке из диаграммы); $S_u = 120$ мм; $S_0 = 90$ мм; $D = 60$ мм; $\varepsilon = 15,8$; $n = 1010$ (для опыта № 6); $p_4 = 5,4$ ата (тоже); $p_6 = 1,38$ ата (тоже); $p_5 = 1,7$ ата (принимаем); $\mu_a = 0,65$ (оцениваем).

Необходимо проделать целый ряд предварительных вычислений. Первоначально применяем формулу

$$x_u = 0,5(1 - \cos y) - 4 \left[\left(\frac{\sin y}{8} \right)^2 + \left(\frac{\sin y}{8} \right)^4 + \dots \right].$$

При $y_{\psi u} = 54^\circ$

$$\cos 54^\circ = 0,58779; \sin 54^\circ = 0,80902; \frac{\sin 54^\circ}{8} = 0,10110.$$

$$x_{\psi u} = \frac{0,41221}{2} - 4(0,01022 + 0,00001044) = 0,20611 - 0,04128 = 0,16483.$$

По интерполяции же из табл. 6 главы II для $\lambda_u = \frac{1}{4}$, беря из нее $\psi_{50^\circ} = 14,177\%$ и $\psi_{55^\circ} = 17,102\%$, находим $\psi_u = 16,52\%$, что и принято в дальнейших расчетах.

Соответственная высота

$$l_\psi = \frac{\psi_u}{100} S_u = 0,1652 \cdot 120 = 19,82 \approx 19,8 \text{ мм}$$

или при $S_u + S_0 = 120 \text{ мм}$

$$\psi = \frac{l_\psi}{S_u + S_0} = \frac{19,8}{210} = 9,44\%.$$

При $y_{\sigma u} = 36^\circ$

$$\cos 36^\circ = 0,80902; \sin 36^\circ = 0,58779; \frac{\sin 36^\circ}{8} = 0,07347.$$

$$x_{\sigma u} = \frac{0,19098}{2} - 4(0,0054 + 0,000029) = 0,095049 - 0,02196 = 0,07309.$$

Интерполированием же из таблицы, беря $\sigma_{35^\circ} = 6,987\%$ и $\sigma_{40^\circ} = 9,111\%$, находим $\sigma_u = 7,52\%$, что и принято в дальнейшем.

Для превышения высоты выхлопных окон над продувочными имеем

$$\Delta_u = \psi_u - \sigma_u = 16,52 - 7,52 = 9,0\%.$$

Соответственно найденному

$$l_\sigma = \frac{\sigma_u}{100} S_u = 0,0752 \cdot 120 = 9,02 \approx 9,0 \text{ мм}$$

или

$$\sigma = \frac{l_\sigma}{S_u + S_0} = \frac{9,02}{210} = 4,30\%.$$

следовательно,

$$\Delta = \psi - \sigma = 9,44 - 4,30 = 5,12\%.$$

По l_ψ и l_σ находим

$$l_\Delta = l_\psi - l_\sigma = 19,8 - 9,0 = 10,8 \text{ мм}.$$

При $y'_{\sigma u} = 38^\circ$

$$\cos 38^\circ = 0,78801; \sin 38^\circ = 0,61566; \frac{\sin 38^\circ}{8} = 0,07695.$$

$$x'_{\sigma u} = \frac{0,21199}{2} - 4(0,00592 + 0,00003505) = 0,10599 - 0,02381 = 0,08218.$$

Для дальнейшего принято $\sigma'_u = 8,26\%$, найденное иным путем.

Соответственно

$$l'_\sigma = \frac{\sigma'_u}{100} S_u = 0,0826 \cdot 120 = 9,91 \approx 9,9 \text{ мм}$$

или

$$\sigma' = \frac{I'_\sigma}{S_u + S_0} = \frac{9,91}{210} = 4,72\%.$$

По l_ϕ и l'_σ находим

$$l'_\Delta = l_\phi - l'_\sigma = 19,8 - 9,9 = 9,9 \text{ мм.}$$

Затем применяем формулу

$$B_a \text{ град.-проц.} = 8,835 (\psi_u^{\frac{3}{2}} - \sigma_u^{\frac{3}{2}}) - y_{cn} (\psi_u - \sigma_u),$$

которая при $\psi_u = 16,52\%$ и $\sigma_u = 7,52\%$ дает

$$\begin{aligned} B_a &= 8,835 (16,52^{\frac{3}{2}} - 7,52^{\frac{3}{2}}) - 36 (16,52 - 7,52) = 8,835 (67,1 - 20,6) - 36 \cdot 9,0 = \\ &= 411 - 324 = 87 \text{ град.-проц.} \end{aligned}$$

Приближенно

$$B_a \approx 0,54 (\psi_u - \sigma_u) (y_{\psi u} - y_{\sigma u}) = 0,54 (16,52 - 7,52) (54 - 36) = 0,54 \cdot 9 \cdot 18 = 87,5.$$

Далее берем формулу

$$B'_a = 8,835 (\psi_u^{\frac{3}{2}} - \sigma'_u{}^{\frac{3}{2}}) - y_{cn} (\psi_u - \sigma'_u),$$

которая при $\psi_u = 16,52\%$ и $\sigma'_u = 8,26\%$ дает

$$\begin{aligned} B'_a &= 8,835 (16,52^{\frac{3}{2}} - 8,26^{\frac{3}{2}}) - 36 (16,52 - 8,26) = 8,835 (67,1 - 23,8) - 36 \cdot 8,26 = \\ &= 382,5 - 297 = 85,5 \text{ град.-проц.} \end{aligned}$$

Приближенная проверка дает

$$B_a - B'_a = 0,5 (\sigma'_u - \sigma_u) (y'_{\sigma u} - y_{\sigma u}) = 0,5 (8,26 - 7,52) (38 - 36) = 0,74 \approx 1.$$

Фактическая площадь открытия выхлопных окон $F_a = 9,5 \text{ см}^2$ при их высоте $l'_\Delta = 9,9 \text{ мм}$, следовательно, при диаметре $D = 60 \text{ мм}$ фактическая доля использования окружности для выхлопа

$$\nu_a = \frac{F_a}{\pi D l'_\Delta} = \frac{950}{\pi \cdot 60 \cdot 9,9} = 0,509.$$

С пересчетом на высоту выхлопных окон $l_\Delta = 10,8 \text{ мм}$, зная $B_a = 86$ и $B'_a = 85$ град.-проц., получаем условное

$$\nu_u = \nu_a \frac{B'_a}{B_a} = 0,509 \frac{85,5}{87} = 0,500.$$

Для дальнейших вычислений принято $\nu_u = 0,50$.

Иначе, оценивая по кривой $\int f_a d\alpha = 0,1 \text{ м}^2 \cdot \text{град}$ (очень мелкий масштаб), мы нашли бы, при $b_a = 0,86$ град.-дол.,

$$\nu_u = \frac{\int f_a d\alpha}{\pi D S_u b_a} = \frac{0,1}{\pi \cdot 0,06 \cdot 0,12 \cdot 0,86} = 0,514 \approx 0,50.$$

Переходим к нахождению поправочного коэффициента q_u по формуле

$$q_u = \frac{\Delta_u^2}{m_\varepsilon k m_p m_{nD} m_{au}}.$$

При $\varepsilon = 15,8$

$$m_\varepsilon = 0,96 + \frac{0,6}{\varepsilon} = 0,96 + \frac{0,6}{15,8} = 0,96 + 0,038 = 0,998.$$

При $p_5 = 1,7 \text{ ата}$

$$k = \frac{0,48}{p_5 - 0,4} + 1,9 = \frac{0,48}{1,3} + 1,9 = 0,37 + 1,9 = 2,27.$$

При $p_5 = 1,7 \text{ ата}$ и $p_4 = 5,4 \text{ ата}$

$$m_p = \sqrt[3]{\left(\lg \frac{p_4}{p_5}\right)^2 : \left(\frac{p_4}{p_5}\right)} = \sqrt[3]{\left(\lg \frac{5,4}{1,7}\right)^2 : \left(\frac{5,4}{1,7}\right)} = \sqrt[3]{(\lg 3,18)^2 : 3,18} = \\ = \sqrt[3]{0,502^2 : 3,18} = \sqrt[3]{0,309 : 3,6} = \sqrt[3]{0,0795} = 0,430.$$

При $n = 1010 \text{ об/мин}$, $D = 0,06 \text{ м}$, $\gamma_u = 0,50$ и $\mu_a = 0,65$ имеем

$$\frac{nD}{\gamma_u \mu_a} = \frac{1010 \cdot 0,6}{0,5 \cdot 0,65} = 186,6; 0,4 \lg 186,6 = 0,4 \cdot 2,271 = 0,908;$$

$$m_{nD} = \left(\frac{nD}{\gamma_u \mu_a}\right)^{0,4} = 8,10.$$

При $\sigma_u = 7,52\%$

$$m_{\sigma u} = 1,04 - 0,0004 (20 - \sigma_u \%)^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 12,48^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 155,6 = \\ = 1,04 - 0,0622 = 0,978.$$

При $\phi_u = 16,52\%$ и $\sigma_u = 7,52\%$

$$\Delta_u \% = \phi_u - \sigma_u = 16,52 - 7,52 = 9,0\%.$$

Поэтому искомый коэффициент q_u будет

$$q_u = \frac{9}{0,998 \cdot 2,27 \cdot 0,43 \cdot 8,1 \cdot 0,978} = 1,170 = 1,17.$$

Для перехода к коэффициенту q используем формулу

$$q = q_u \frac{S_u}{S_u + S_0} \frac{m_{\sigma u}}{m_{\sigma}},$$

предварительно определив m_{σ} при $\sigma = 4,30\%$ по формуле

$$m_{\sigma} = 1,04 - 0,0004 (20 - \sigma \%)^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 15,7^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 246 = \\ = 1,04 - 0,0983 = 0,942.$$

Таким образом,

$$q = 1,17 \frac{120 \cdot 0,978}{210 \cdot 0,942} = 0,694 \approx 0,69.$$

Пример 2. Для двигателя Юнкерс 1-НК-65 дано: $l'_A = 10,5 \text{ мм}$; $l'_s = 10,5 \text{ мм}$; $l_\phi = l'_A + l'_s = 21 \text{ мм}$; $l_A = 10,5 + 1,82 = 12,32 \text{ мм}$; $l_s = 10,5 - 1,82 = 8,68 \text{ мм}$; $S_u = 120 \text{ мм}$; $S_0 = 90 \text{ мм}$; $S_u + S_0 = 210 \text{ мм}$; $D = 65 \text{ мм}$; $\varepsilon = 15$; $\Sigma e_a = 101 \text{ мм}$ ($F_a \approx \approx 1080 \text{ мм}^2$); $\int f_a d\tau = 1,95 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{сек}$; $n = 1200 \text{ об/мин}$; $p_4 = 4,9 \text{ ата}$; $p_5 = 1,5 \text{ ата}$; ($p_s = 1,33 \text{ ата}$); $\mu_a = 0,65$.

Начинаем с предварительных вычислений.

$$\phi_u = 100 \frac{l_\phi}{S_u} = 100 \frac{21}{120} = 17,50\%; \sigma_u = 100 \frac{l_s}{S_u} = 100 \frac{8,68}{120} = 7,23\%;$$

$$\sigma'_u = 100 \frac{l'_s}{S_u} = 100 \frac{10,5}{120} = 8,75\%; \Delta_u = \phi_u - \sigma_u = 17,50 - 7,23 = 10,27\%;$$

$$\psi = 100 \frac{L_{\psi}}{S_u + S_0} = 100 \frac{21}{210} = 10\%; \sigma = 100 \frac{L_{\sigma}}{S_u + S_0} = 100 \frac{8,68}{210} = 4,13\%;$$

$$\sigma' = 100 \frac{L'_{\sigma}}{S_u + S_0} = 100 \frac{10,5}{210} = 5,00\%; \Delta = \psi - \sigma = 10 - 4,13 = 5,87\%,$$

$$\cos y = \frac{3(1 - 2x_u) - 2x_u^2}{3 + 2x_u}.$$

Для $x_{\psi u} = 0,175$

$$2x_{\psi u} = 0,35; x_{\psi u}^2 = 0,0306; \cos y_{\psi u} = \frac{3 \cdot 0,65 - 2 \cdot 0,0306}{3 + 0,35} = 0,564;$$

$$y_{\psi u} = 55^{\circ}40' = 55,67^{\circ}.$$

Для $x_{\sigma u} = 0,0723$

$$2x_{\sigma u} = 0,1446; x_{\sigma u}^2 = 0,00523; \cos y_{\sigma u} = \frac{3 \cdot 0,8554 - 2 \cdot 0,00523}{3 + 0,1446} = 0,813;$$

$$y_{\sigma u} = 35^{\circ}40' = 35,67^{\circ}.$$

Для $x'_{\sigma u} = 0,0875$

$$2x'_{\sigma u} = 0,175; x'_{\sigma u}{}^2 = 0,00766; \cos y'_{\sigma u} = \frac{3 \cdot 0,825 - 2 \cdot 0,00766}{3 + 0,175} = 0,775;$$

$$y'_{\sigma u} = 39^{\circ}10' = 39,17^{\circ}.$$

Для $\psi_u = 17,5\%$ и $\sigma_u = 7,23\%$

$$B_a = 8,835 \left(\psi_u^{\frac{3}{2}} - \sigma_u^{\frac{3}{2}} \right) - y_{\sigma} (\psi_u - \sigma_u) = 8,835 (17,5^{\frac{3}{2}} - 7,23^{\frac{3}{2}}) - 35,67 (17,5 - 7,23) = 8,835 (73,3 - 19,5) - 35,67 \cdot 10,27 = 476 - 366 = 110 \text{ град.-проц.}$$

Приблизительно

$$B_a \approx 0,54 (\psi_u - \sigma_u) (y_{\psi u} - y_{\sigma u}) = 0,54 (17,5 - 7,23) (55,67 - 35,67) = 0,54 \cdot 10,27 \cdot 20 = 111.$$

Для $\psi_u = 17,5\%$ и $\sigma'_u = 8,75\%$

$$B'_a = 8,835 \left(\psi_u^{\frac{3}{2}} - \sigma'_u{}^{\frac{3}{2}} \right) - y_{\sigma u} (\psi_u - \sigma'_u) = 8,835 (73,3^{\frac{3}{2}} - 8,75^{\frac{3}{2}}) - 35,67 (17,5 - 8,75) = 8,835 (73,3 - 25,9) - 35,67 \cdot 8,75 = 419 - 312 = 107 \text{ град.-проц.}$$

Проверка

$$B_a - B'_a \approx 0,5 (\sigma'_u - \sigma_u) (y'_{\sigma u} - y_{\sigma u}) = 0,5 (8,75 - 7,23) (39,17 - 35,67) = 0,5 \cdot 1,52 \cdot 3,50 = 2,66 \approx 3 \text{ град.-проц.}$$

При суммарной ширине выхлопных окон

$$\Sigma e_a = 17 + 4 \cdot 21 = 17 + 84 = 101 \text{ мм}$$

фактическая доля использования окружности выхлопными окнами

$$\nu_a = \frac{\Sigma e_a}{\pi D} = \frac{101}{\pi \cdot 65} = 0,495.$$

Если же принять из графика по масштабу суммарную площадь выхлопных окон при полном открытии $F_a \approx 1080 \text{ мм}^2$, то при высоте этих окон $L'_A = 10,5 \text{ мм}$ найдем для той же величины

$$\nu_a = \frac{F_a}{\pi D L'_A} = \frac{1080}{\pi \cdot 65 \cdot 10,5} = 0,504.$$

При $v_a = 0,495$ условное (расчетное) v_u , с пересчетом на высоту окон $l_a = 12,32$ мм (т. е. до момента начала продувки), зная $B_a = 110$ и $B_a' = 107$ град.-проц., будет

$$v_u = v_a \frac{B_a'}{B_a} = 0,495 \frac{107}{110} = 0,4815 \approx 0,48.$$

Если для вычисления v_u исходить из приведенного в статье Орлина время-сечения выхлопа $\int f_a d\tau = 1,95 \cdot 10^{-6}$ м². сек., то отсюда при $n = 1200$ об/мин, $D = 0,065$ м, $S_u = 0,12$ м и $b_a = 1,09$ град.-дол. мы найдем

$$v_u = \frac{6n \int f_a d\tau}{\pi D S_u b_a} = \frac{6 \cdot 1200 \cdot 1,95 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 0,065 \cdot 0,12 \cdot 1,09} = 0,526$$

(вместо полученного выше 0,48). Очевидно, время-сечение выхлопа указано в статье недостаточно точно.

Переходим к нахождению поправочного коэффициента q_u по формуле

$$q_u = \frac{\Delta_u \%}{m_e km_p m_{nD} m_{an}}.$$

При $\varepsilon = 15$

$$m_e = 0,96 + \frac{0,6}{\varepsilon} = 0,96 + \frac{0,6}{15} = 0,96 + 0,04 = 1,00.$$

При $p_5 = 1,5$ ата $k = 2,34$ (см. пример 1).

При $p_5 = 1,5$ ата и $p_4 = 4,9$ ата

$$m_p = \sqrt[3]{\left(\lg \frac{p_4}{p_5}\right)^2 : \left(\frac{p_4}{p_5}\right)} = \sqrt[3]{\left(\lg \frac{4,9}{1,5}\right)^2 : \frac{4,9}{1,5}} = \sqrt[3]{(\lg 3,27)^2 : 3,27} = \\ = \sqrt[3]{0,264^2 : 3,27} = 0,431.$$

При $n = 1200$ об/мин, $D = 0,065$ м, $v_u = 0,48$ и $\mu_a = 0,65$ имеем

$$\frac{nD}{v_u \mu_a} = \frac{1200 \cdot 0,065}{0,48 \cdot 0,65} = 250; 0,4 \lg 250 = 0,4 \cdot 2,398 = 0,960; m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_u \mu_a}\right)^{0,4} = 9,12.$$

При $\sigma_u = 7,23\%$

$$m_{an} = 1,04 - 0,0004 (20 - \sigma_u \%)^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 12,77^2 = 1,04 - 0,065 = 0,975.$$

При $\psi_u = 17,5$ и $\sigma_u = 7,23\%$

$$\Delta_u \% = \psi_u - \sigma_u = 17,5 - 7,23 = 10,27\%.$$

Поэтому искомый коэффициент q_u будет

$$q_u = \frac{10,27}{1 \cdot 2,34 \cdot 0,431 \cdot 9,12 \cdot 0,975} = 1,145 \approx 1,15.$$

При пересчете к коэффициенту q применим формулу

$$q = q_u \frac{S_u}{S_u + S_0} \frac{m_{an}}{m_a}.$$

Предварительно определим m_a при $\sigma = 4,13\%$

$$m_a = 1,04 - 0,0004 (20 - \sigma \%)^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 15,87^2 = 1,04 - 0,101 = 0,939.$$

Таким образом

$$q = 1,145 \frac{120 \cdot 0,975}{210 \cdot 0,939} = 0,6795 \approx 0,68.$$

Основываясь на результатах подсчетов двух предыдущих примеров, мы можем принять в среднем для поправочных коэффициентов такие значения:

$$q_u = 1,16 \text{ и } q = 0,69.$$

Смысл этих коэффициентов таков. Высота выхлопных окон в двигателе Юнкера должна быть примерно на 16% больше, чем в однопоршневом двигателе при всех тех же данных, сохраняя лишь нижний поршень и осуществляя одинаковую с двигателем Юнкера степень сжатия ε , или иначе — высота выхлопных окон в двигателе Юнкера должна быть примерно на 31% меньше, чем в однопоршневом двигателе с теми же данными, как у двигателя Юнкера, но лишь с ходом поршня, равным суммарному ходу обоих поршней данного двигателя.

Конечно, приведенные здесь значения коэффициентов q_u и q не могут считаться вполне универсальными для двигателей Юнкера самых разнообразных мощностей и быстроходностей, однако, ими можно руководствоваться как первым приближением для предварительных расчетов, без которых к точному расчету приступить невозможно (в большинстве же случаев такой предварительный подсчет с необходимыми округлениями полученных результатов может рассматриваться в качестве окончательного, имея в виду, что и в математически точном расчете решающую роль играет правильный выбор целого ряда коэффициентов, для чего, однако, нет достаточно исчерпывающих опытных данных).

Если принять вышеуказанные средние значения поправочных коэффициентов для двигателя Юнкера $q_u = 1,16$ и $q = 0,69$ и, кроме того, считать степень сжатия $\varepsilon = 15$, давление в цилиндре в момент начала продувки $p_d = 1,5 \text{ атм}$ и давление в начале выхлопа $p_e = 5 \text{ атм}$, то мы можем получить упрощенные формулы для расчета выхлопа в двигателях Юнкера.

В самом деле, если перемещения выхлопного поршня оценивать в долях хода этого поршня, то мы имеем

$$\Delta_u^{\%} = (q_u m_{\varepsilon} k m_p) m_{nD} m_{\sigma}.$$

Здесь при $q_u = 1,16$, $m_{\varepsilon} = 1$, $k = 2,34$ и $m_p = 0,434$

$$1,16 \cdot 2,34 \cdot 0,434 = 1,175 \approx 1,18$$

и окончательно

$$\Delta_u^{\%} = 1,18 m_{nD} m_{\sigma} = 1,18 \left(\frac{nD}{v_a v_a} \right)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma_u^{\%})^2]. \quad (47)$$

Если же перемещение выхлопного поршня оценивать в долях суммарного хода поршней, то имеем

$$\Delta_0^{\%} = (q m_{\varepsilon} k m_p) m_{nD} m_{\sigma}.$$

Здесь при $q = 0,69$ и тех же, что и выше, прочих величинах находим

$$0,69 \cdot 1 \cdot 2,34 \cdot 0,434 = 0,700 \approx 0,7$$

и окончательно

$$\Delta_0^{\%} = 0,7 m_{nD} m_{\sigma} = 0,7 \left(\frac{nD}{v_a v_a} \right)^{0,4} [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma_0^{\%})^2]. \quad (48)$$

Применяя эти формулы к расчету выхлопа тех двух двигателей, которые были рассмотрены в двух вышеприведенных примерах, находим следующее.

Для первого примера, при $m_{nD} = 8,1$, $m_{\sigma} = 0,798$ и $m_{\varepsilon} = 0,942$, получаем по первой из выведенных формул

$$\Delta_u = 1,18 \cdot 8,1 \cdot 0,978 = 9,23\% \text{ (вместо } 9,0\%),$$

а по второй формуле

$$\Delta = 0,7 \cdot 0,81 \cdot 0,942 = 5,34\% \text{ (вместо } 5,12\%).$$

Для второго примера, при $m_{нд} = 9,12$, $m_{эл} = 0,975$ и $m_s = 0,939$, получаем

$$\Delta_d = 1,18 \cdot 9,12 \cdot 0,975 = 10,50\% \text{ (вместо } 10,27\%),$$

$$\Delta = 0,7 \cdot 9,12 \cdot 0,939 = 5,99\% \text{ (вместо } 5,87\%).$$

В заключение заметим, что приведенные в этой главе формулы для расчета высоты продувочных и выхлопных окон в двигателях Юнкерса открывают путь к нахождению наивыгоднейшего давления продувочного воздуха, соответствующих размеров окон, среднего индикаторного и среднего эффективного давлений и т. д.

Г Л А В А XII

ОБЩИЙ МЕТОД ПРИВЕДЕНИЯ ДВУХПОРШНЕВОГО ЦИЛИНДРА К ОДНОПОРШНЕВОМУ

§ 1. Основная идея метода

Как при расчете продувки, так и при расчете выхлопа двухпоршневый цилиндр может быть приведен к однопоршневому.

При расчете продувки, определяя относительную высоту продувочных окон σ по отношению к ходу продувочного поршня, проще всего воспользоваться сокращенной формулой для однопоршневого двигателя [ф-ла (36) главы III], подразумевая лишь под множителем β (относительный объем продувочного насоса) отношение объема, описанного поршнем продувочного насоса, к объему, описанному продувочным поршнем рабочего цилиндра. Иначе говоря, произведение $\beta\eta$, дающее относительное количество израсходованного продувочного воздуха, следует дополнить еще множителем q , дающим отношение суммарного объема, описанного обоими поршнями рабочего цилиндра (продувочным и выхлопным), к объему одного продувочного поршня

$$q = \frac{V_{hs} + V_{ha}}{V_{hs}}. \quad (1)$$

Наконец, тот же результат мы получим, если в произведение nD подставим в качестве диаметра приведенный диаметр

$$D_{np} = qD. \quad (2)$$

Более правильно было бы упомянутое выше отношение q заменить отношением f полного изменения объема между поршнями к объему, описанному продувочным поршнем,

$$f = \frac{V_w - V_2}{V_{hs}}, \quad (3)$$

где V_w — объем цилиндра при наибольшем взаимном удалении поршней, а V_2 — то же при наименьшем расстоянии между ними (фиг. 84) (в общем случае прохождение поршней через их мертвые точки происходит разновременно).

Впрочем практически последнее уточнение вовсе не является существенным, в то же время усложняя решение, а поэтому целесообразно ограничиться введением лишь коэффициента q .

При расчете предварения выхлопа, определяя $\Delta\%$ (высота окон, открываемая в период предварения выхлопа) по отношению к ходу выхлопного поршня, мы также можем воспользоваться сокращенной формулой для расчета предварения выхлопа в однопоршневом цилиндре, однако, введя в нее двоякого рода изменения, а именно в множителе

$$m_s = 0,96 + \frac{0,6}{\epsilon}$$

фактическая степень сжатия ϵ должна быть заменена приведенной степенью сжатия ϵ_{np} с целью скомпенсировать более значительное относительное изменение объема газов в цилиндре двухпоршневого двигателя в период предварения выхлопа по сравнению с однопоршневым, так что $\frac{1}{\epsilon_{np}} < \frac{1}{\epsilon}$ (приведенное $\frac{1}{\epsilon_{np}}$ может оказаться отрицательным).

Затем в множителе

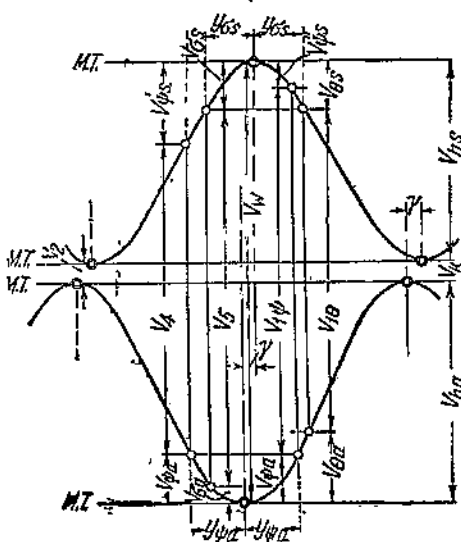
$$m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_a \mu_a} \right)^{0,4}$$

диаметр цилиндра D должен быть заменен приведенным диаметром D_{np} , чтобы учесть увеличенный объем газов в двухпоршневом цилиндре по сравнению с однопоршневым для момента начала предварения выхлопа, так что $D_{np} > D$, вместе с тем должна быть введена приведенная парциальность выпуска v_{anp} вместо фактической v_a , как результат введения приведенного диаметра, так что $v_{anp} < v_a$.

Введение приведенной степени сжатия ϵ_{np} влияет на определяемую величину Δ в сторону ее уменьшения, введение же приведенного диаметра D_{np} и приведенной парциальности выпуска v_{anp} увеличивает Δ и притом в более значительной степени, так что в конечном счете получаемый по обычной формуле для Δ результат должен быть применительно к двухпоршневому двигателю на несколько процентов увеличен, однако этот поправочный множитель, как будет показано ниже, не намного превышает единицу.

§ 2. Влияние сдвига мертвых точек на величину наибольшего и наименьшего объемов между поршнями

Из фиг. 84 ясно, что наименьший объем между поршнями V_d несколько превышает объем V_k между поршнями, поставленными одновременно в их крайние внутренние мертвые точки. Подобным же образом наибольший объем между поршнями V_{hs} несколько меньше, чем объем $V_{hs} + V_{ha} + V_k$ между поршнями в крайних внешних мертвых точках. Сначала рассмотрим задачу о наименьшем объеме, затем — о наибольшем объеме, то и другое в трех типичных вариантах, применяя во всех случаях упрощенные кинематические зависимости, выведенные в главе II (опережение выхлопного кривошипа по сравнению с продувочным обычно $\gamma = 10-15^\circ$).



Фиг. 84

А. Предположим, что оба поршня приводятся в движение от обычных кривошипных механизмов при $\lambda = \frac{1}{3,5}$ до $\frac{1}{5,5}$, и, кроме того, что в момент сжатия поршни удалены от валов (фиг. 85). Указанные положения поршней будем отмечать значком δ („дальнее“ положение).

Пользуясь приближенной формулой

$$\sigma\% = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{11,64} \gamma^\circ \right)^2, \quad (4)$$

примем для удаленных от валов поршней $\lambda_\delta = -\frac{1}{4,5}$, что дает

$$\sigma_{\delta}^{\%} = \left(\frac{1 + \frac{1}{9}}{11,64} y \right)^2 = \frac{y^2}{10,48^2} = \frac{y^2}{109,7} = 0,00912 y^2,$$

или округленно, переходя от процентов $\sigma\%$ к долям хода x ,

$$x_{\delta} = 0,00009 y^2 \quad (5)$$

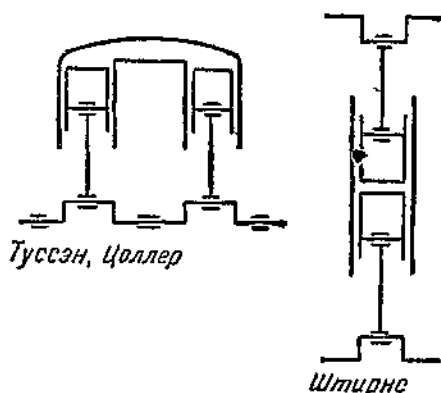
(лишь при $\lambda = -\frac{1}{3,5}$ точнее принять коэффициент 0,00010).

По фиг. 86 наименьшее расстояние между поршнями равно

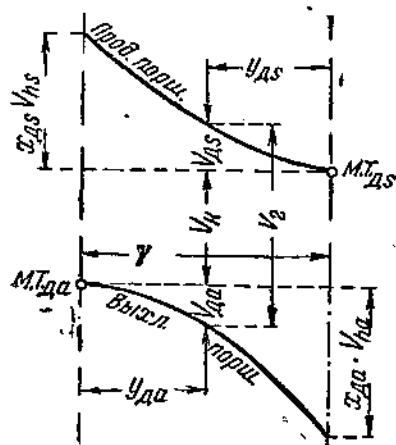
$$V_2 = V_{\partial s} + V_{\partial a} + V_k,$$

где

$$V_{\partial s} = \delta_{\partial s} V_{hs}, \quad V_{\partial a} = \delta_{\partial a} V_{ha}.$$



Фиг. 85



Фиг. 86

Обозначая

$$V_2 - V_k = c_{\partial a} V_{ha}, \quad (6)$$

имеем

$$c_{\partial a} V_{ha} = \delta_{\partial s} V_{hs} + \delta_{\partial a} V_{ha},$$

откуда

$$c_{\partial a} = \delta_{\partial s} + q_{sa} \delta_{\partial a} = \delta_{\partial s} + \frac{\delta_{\partial a}}{q_{as}},$$

где

$$q_{sa} = \frac{V_{hs}}{V_{ha}} \quad \text{и} \quad q_{as} = \frac{V_{ha}}{V_{hs}}.$$

При этом

$$\delta_{\partial a} = 0,00009 y_{\partial a}^2; \quad \delta_{\partial s} = 0,00009 (\gamma - y_{\partial a})^2.$$

Следовательно,

$$\begin{aligned} c_{\partial a} &= 0,00009 [y_{\partial a}^2 + q_{sa} (\gamma - y_{\partial a})^2] = 0,00009 (y_{\partial a}^2 + q_{sa} \gamma^2 + q_{sa} y_{\partial a}^2 - 2q_{sa} \gamma y_{\partial a}) = \\ &= 0,00009 [(1 + q_{sa}) y_{\partial a}^2 - 2q_{sa} \gamma y_{\partial a} + q_{sa} \gamma^2]. \end{aligned}$$

Условие $\min V_2$ или $(V_2 - V_k)$ приводит к

$$\frac{dc_{\partial a}}{dy_{\partial a}} = 0,$$

откуда

$$2(1 + q_{sa})y_{da} - 2q_{sa}\gamma = 0$$

и поэтому

$$y_{da} = \frac{q_{sa}\gamma}{1 + q_{sa}} = \frac{\gamma}{q_{sa} + 1}. \quad (7)$$

Так, например, при $q_{sa} = 1$ $y_{da} = 0,5\gamma$.

Далее

$$\begin{aligned} (c_{da})_{\min} &= 0,00009 \left[(1 + q_{sa}) \frac{q_{sa}^2 \gamma^2}{(1 + q_{sa})^3} - \frac{2q_{sa}^2 \gamma^3}{1 + q_{sa}} + q_{sa} \gamma^2 \right] = \\ &= 0,00009 q_{sa} \gamma^2 \left(1 - \frac{q_{sa}}{1 + q_{sa}} \right) = 0,00009 \frac{q_{sa} \gamma^2}{1 + q_{sa}} = 0,00009 \frac{\gamma^2}{q_{sa} + 1}. \end{aligned} \quad (8)$$

Например при $q_{sa} = 1$ $c_{da} = 0,000045\gamma^2$.

В предыдущем угол y_{da} взят по отношению к д.м.т. выхлопного поршня и коэффициент $(c_{da})_{\min}$ найден по отношению к ходу этого же поршня.

Беря то и другое по отношению к продувочному поршню, получим

$$V_2 - V_k = c_{ds} V_{hs}; \quad (9)$$

$$y_{ds} = \gamma - y_{da} = \frac{q_{as}\gamma}{q_{as} + 1} = \frac{\gamma}{1 + q_{sa}}; \quad (10)$$

$$(c_{ds})_{\min} = q_{as} (c_{da})_{\min} = 0,00009 \frac{q_{as} \gamma^2}{q_{as} + 1} = 0,00009 \frac{\gamma^2}{1 + q_{sa}}. \quad (11)$$

В. Для двигателя Юнкера с нижним выхлопным и верхним продувочным поршнями (фиг. 87) при отыскании момента их наибольшего сближения необходимо для верхнего (продувочного) поршня в его ближайшем к валу положении (значок b) в формуле

$$\sigma\% = \left(\frac{1 - \frac{\lambda}{2}}{11,64} y^0 \right)^2,$$

положить $\lambda_{bs} = +\frac{1}{12}$, откуда

$$\sigma_{bs}^{\%} = \left(\frac{1 - \frac{1}{24}}{11,64} y_s^0 \right)^2 = \frac{y_s^2}{12,15^2} = \frac{y_s^2}{147,5} = 0,00678 y_s^2,$$

или округленно и с переходом к долям хода поршня

$$x_{bs} = 0,00007 y_s^2. \quad (12)$$

Для нижнего же (выхлопного) поршня можно принять $\lambda_{da} = -\frac{1}{4}$, следовательно, по пункту А

$$x_{da} = 0,00009 y_a^2. \quad (5)$$

Наименьшее расстояние между поршнями (фиг. 88) равно

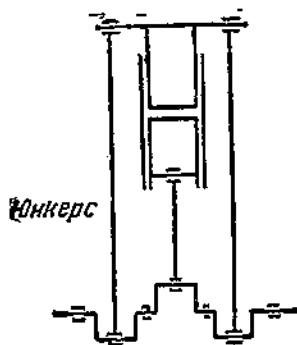
$$V_3 = V_{bs} + V_{da} + V_k,$$

где

$$V_{bs} = \delta_{bs} V_{hs}; \quad V_{da} = \delta_{da} V_{ha}.$$

Обозначая

$$V_2 - V_k = c_{da} V_{ha}, \quad (13)$$



Фиг. 87

имеем

$$c_{\partial a} V_{ha} = \delta_{\partial s} V_{hs} + \delta_{\partial a} V_{ha},$$

откуда

$$c_{\partial a} = q_{sa} \delta_{\partial s} + \delta_{\partial a}.$$

При этом

$$\delta_{\partial a} = 0,00009 y_{\partial a}^2; \quad \delta_{\partial s} = 0,00007 (\gamma - y_{\partial a})^2.$$

Следовательно,

$$c_{\partial a} = 0,00007 [1,3 y_{\partial a}^2 + q_{sa} (\gamma - y_{\partial a})^2] = 0,00007 (1,3 y_{\partial a}^2 + q_{sa} \gamma^2 + q_{sa} y_{\partial a}^2 - 2 q_{sa} \gamma y_{\partial a}) = \\ = 0,00007 [(1,3 + q_{sa}) y_{\partial a}^2 - 2 q_{sa} \gamma y_{\partial a} + q_{sa} \gamma^2].$$

Условие min дает

$$2(1,3 + q_{sa}) y_{\partial a} - 2 q_{sa} \gamma = 0,$$

поэтому

$$y_{\partial a} = \frac{q_{sa} \gamma}{1,3 + q_{sa}} = \frac{\gamma}{1,3 q_{as} + 1}. \quad (14)$$

Так, например, при $q_{as} = 1,33$ $y_{\partial a} = 0,367 \gamma \approx 0,4 \gamma$.

Соответственно

$$(c_{\partial a})_{\min} = 0,00007 \left[(1,3 + q_{sa}) \frac{q_{sa}^2 \gamma^2}{(1,3 + q_{sa})^2} - \frac{2 q_{sa}^2 \gamma^2}{1,3 + q_{sa}} + q_{sa} \gamma^2 \right] = 0,00007 q_{sa} \gamma^2 \left(1 - \frac{q_{sa}}{1,3 + q_{sa}} \right) = \\ = 0,00007 \frac{q_{sa} \gamma^2}{1 + 0,77 q_{sa}} = 0,00007 \frac{\gamma^2}{q_{as} + 0,77}. \quad (15)$$

Например, при $q_{as} = 1,33$ $(c_{\partial a})_{\min} = 0,0000334 \gamma^2 \approx 0,000035 \gamma^2$.

Если этот вывод переделать, полагая для верхнего поршня приближенно $\lambda_{\partial s} = 0$ и беря соответственно

$$c_{\partial s}^{\approx} = \left(\frac{y_s}{11,64} \right)^2 = \frac{y_s^2}{135,6} = 0,00738 y_s^2$$

или округленно в долях хода поршня

$$x_{\partial s} = 0,000075 y_s^2, \quad (16)$$

то

$$\delta_{\partial s} = 0,000075 (\gamma - y_{\partial a})^2$$

и в дальнейшем вместо 0,00006 будем иметь 0,000075, вместо 1,3 соответственно

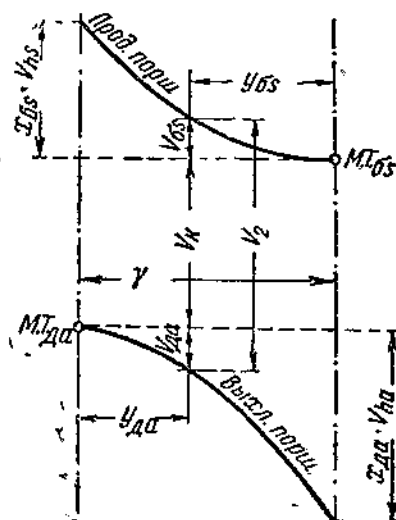
$$\frac{0,00009}{0,000075} = 1,2,$$

вместо 0,77

$$\frac{1}{1,2} = 0,833,$$

так что окончательно

$$y_{\partial a} = \frac{q_{sa} \gamma}{1,2 + q_{sa}} = \frac{\gamma}{1,2 q_{sa} + 1}. \quad (17)$$



Фиг. 88

Так, например, при $q_{as} = 1,33$ $y_{da} = 0,385 \gamma \approx 0,4 \gamma$.
Соответственно

$$(c_{da})_{\min} = 0,000075 \frac{q_{sa} \gamma^2}{1 + 0,833 q_{sa}} = 0,000075 \frac{\gamma^2}{q_{sa} + 0,833}. \quad (18)$$

Например, при $q_{as} = 1,33$ $(c_{da})_{\min} = 0,0000346 \gamma^2 \approx 0,000035 \gamma^2$.

С. В двигателях Юнкера первоначальных конструкций, а также в новейших двигателях Бурмайстера и Вайна продувочным поршнем является нижний, а выхлопным — верхний (вместо последнего двигателя Бурмайстера и Вайна несколько раньше имели золотник). К этому случаю формулы пункта В полностью применимы, но лишь при условии взаимной замены в них значков a и s .

Таким образом получаем

$$y_{ds} = \frac{\gamma}{1,3 q_{sa} + 1}; \quad (19)$$

$$(c_{ds})_{\min} = 0,00007 \frac{\gamma^2}{q_{sa} + 0,77}. \quad (20)$$

Например, для прежних двигателей Юнкера при $q_{sa} = 1$

$$y_{ds} = \frac{\gamma}{2,3} = 0,435 \gamma; \quad (c_{ds})_{\min} = \frac{0,00007}{1,77} \gamma^2 = 0,00004 \gamma^2.$$

Для двигателей Бурмайстера и Вайна при $q_{sa} = 10$

$$y_{ds} = \frac{\gamma}{14} = 0,0715 \gamma; \quad (c_{ds})_{\min} = \frac{0,00007}{10,77} \gamma^2 = 0,000065 \gamma^2.$$

Если для двигателей Бурмайстера и Вайна положить приблизительно $\lambda_a = 0$, то мы имели бы

$$y_{ds} = \frac{\gamma}{1,2 q_{sa} + 1}; \quad (c_{ds})_{\min} = 0,000075 \frac{\gamma^2}{q_{sa} + 0,833}.$$

При $q_{sa} = 10$ находим

$$y_{ds} = \frac{\gamma}{13} = 0,077 \gamma; \quad (c_{ds})_{\min} = \frac{0,000075}{10,833} \gamma^2 = 0,0000069 \gamma^2.$$

Таким образом, для последних двигателей можно считать, что наименьший объем между поршнями будет соответствовать дальней (верхней) мертвой точке продувочного (главного) поршня.

Переходим к нахождению наибольшего объема между поршнями.

D. В соответствии с пунктом А полагаем для первого случая (фиг. 89)

$$\lambda_s = +\frac{1}{4,5} \quad \text{и} \quad \sigma_s \% = \left(\frac{1 - \frac{1}{9}}{11,64} y_s \right)^2 = \frac{y_s^2}{13,1^2} = 0,00584 y_s^2,$$

или округленно

$$x_s = 0,00006 y_s^2 \quad (21)$$

(при $\lambda = +\frac{1}{3,5}$ точнее принять коэффициент 0,00005).

Наибольший объем между поршнями (фиг. 89)

$$V_p = V_{hs} + V_{ha} + V_k - V_{ss} - V_{sa},$$

где

$$V_{ss} = \delta_{ss} V_{hs}; \quad V_{sa} = \delta_{sa} V_{ha}.$$

Обозначая

$$V_{hs} + V_{ha} + V_{\kappa} - V_w = e_{\delta a} V_{ha}, \quad (22)$$

имеем

$$e_{\delta a} V_{ha} = \delta_{\delta s} V_{hs} + \delta_{\delta a} V_{ha}$$

или

$$e_{\delta a} = q_{sa} \delta_{\delta s} + \delta_{\delta a}.$$

Здесь

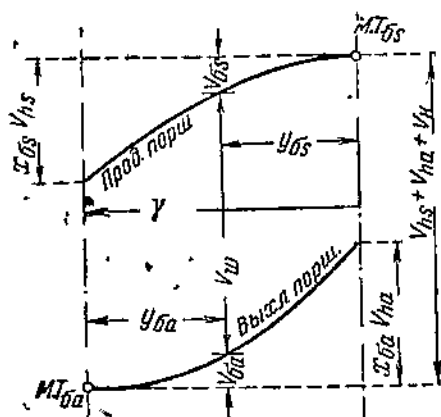
$$\delta_{\delta a} = 0,00006 y_{\delta a}^2; \quad \delta_{\delta s} = 0,00006 (\gamma - y_{\delta a})^2; \quad e_{\delta a} = 0,00006 [(1 + q_{sa}) y_{\delta a}^2 - 2q_{sa} \gamma y_{\delta a} + q_{sa} \gamma^2].$$

Из условия

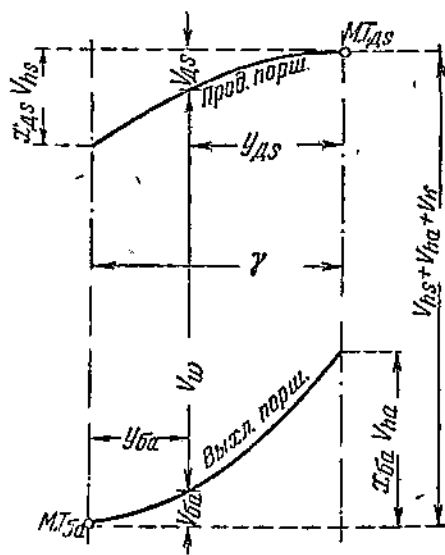
$$\frac{de_{\delta a}}{dy_{\delta a}} = 0$$

получаем (аналогично пункту А)

$$y_{\delta a} = \frac{q_{sa} \gamma}{1 + q_{sa}} = \frac{\gamma}{q_{as} + 1}. \quad (23)$$



Фиг. 89



Фиг. 90

Например, при $q_{as} = 1$ $y_{\delta a} = 0,5 \gamma$.

Соответственно (в отличие от пункта А)

$$(e_{\delta a})_{\min} = 0,00006 \frac{q_{sa} \gamma^2}{1 + q_{sa}} = 0,00006 \frac{\gamma^2}{q_{as} + 1}. \quad (24)$$

Например, при $q_{as} = 1$ $(e_{\delta a})_{\min} = 0,00003 \gamma^2$.

Е. В соответствии с пунктом В для двигателя Юнкера с верхним продувочным поршнем полагаем для него $\lambda_{\delta s} = -\frac{1}{12}$ и

$$\sigma_{\delta s}^{\%} = \left(\frac{1 + \frac{1}{24}}{11,64} y_s \right)^2 = \frac{y_s^2}{11,2^2} = \frac{y_s^2}{125} = 0,008 y_s^2,$$

или округленно

$$x_{\delta s} = 0,00008 y_s^2. \quad (25)$$

Для нижнего же поршня $\lambda_{6a} = +\frac{1}{4}$, поэтому

$$\sigma_{6a} = \left(\frac{1 - \frac{1}{8}}{11,64} y_a \right)^2 = \frac{y_a^2}{13,3^2} = \frac{y_a^2}{177} = 0,00565 y_a^2,$$

или округленно

$$x_{6a} = 0,00006 y_a^2. \quad (26)$$

Далее (фиг. 90) имеем после преобразований:

$$e_{6a} = \delta_{6a} + q_{sa} \delta_{6s}; \quad (27)$$

$$\delta_{6a} = 0,00006 y_{6a}^2; \quad \delta_{6s} = 0,00008 (\gamma - y_{6a})^2,$$

поэтому

$$e_{6a} = 0,00008 [0,7 y_{6a}^2 + q_{sa} (\gamma - y_{6a})^2] = 0,00008 [(0,7 + q_{sa}) y_{6a}^2 - 2 q_{sa} \gamma y_{6a} + q_{sa} \gamma^2].$$

Для наибольшего объема между поршнями должно быть $(e_{6a})_{\min}$, откуда

$$y_{6a} = \frac{q_{sa} \gamma}{0,7 + q_{sa}} = \frac{\gamma}{0,7 q_{sa} + 1}. \quad (28)$$

Например, при $q_{as} = 1,33$ $y_{6a} = 0,517 \gamma \approx 0,5 \gamma$.

Соответственно

$$(e_{6a})_{\min} = 0,00008 \frac{q_{sa} \gamma^2}{1 + 1,4 q_{sa}} = 0,00008 \frac{\gamma^2}{q_{as} + 1,4}. \quad (29)$$

Например, при $q_{as} = 1,33$ $(e_{6a})_{\min} = 0,0000293 \gamma^2$.

Если переделать этот вывод, полагая для верхнего поршня $\lambda_{ds} = 0$ и беря $\delta_{ds} = 0,000075$, то вместо 0,00008 везде будет 0,000075, вместо отношения 0,7 будет

$$\frac{0,00006}{0,000075} = 0,8,$$

а вместо 1,4 будет

$$\frac{1}{0,8} = 1,25.$$

Окончательно

$$y_{6a} = \frac{q_{sa} \gamma}{0,8 + q_{sa}} = \frac{\gamma}{0,8 q_{as} + 1}. \quad (30)$$

Например, при $q_{as} = 1,33$ $y_{6a} = 0,484 \gamma \approx 0,5 \gamma$.

Соответственно

$$(e_{6a})_{\min} = 0,000075 \frac{q_{sa} \gamma^2}{1 + 1,25 q_{sa}} = 0,000075 \frac{\gamma^2}{q_{as} + 1,25}. \quad (31)$$

Например, при $q_{as} = 1,33$ $(e_{6a})_{\min} = 0,000029 \gamma^2$.

Г. Для двигателя Юнкера с нижним продувочным поршнем, а также для двигателей Бурмайстера и Вайна применимо все, данное в пункте Е, лишь с взаимной заменой a на s .

Таким образом, получаем

$$y_{6s} = \frac{q_{as} \gamma}{0,7 + q_{as}} = \frac{\gamma}{0,7 q_{sa} + 1}; \quad (32)$$

$$(e_{6s})_{\min} = 0,00008 \frac{q_{as} \gamma^2}{1 + 1,4 q_{as}} = 0,00008 \frac{\gamma^2}{q_{sa} + 1,4}. \quad (33)$$

Например, для прежних двигателей Юнкерса при $q_{sa} = 1$

$$y_{bs} = \frac{\gamma}{1,7} = 0,0588 \gamma \approx 0,06 \gamma; (e_{bs})_{\min} = 0,00008 \frac{\gamma^2}{2,4} = 0,0000334 \gamma^2.$$

Для двигателей Бурмайстера и Вайна при $q_{sa} = 10$

$$y_{bs} = \frac{\gamma}{8} = 0,125 \gamma; (e_{bs})_{\min} = 0,00008 \frac{\gamma^2}{11,4} = 0,000007 \gamma^2.$$

Если для двигателей Бурмайстера и Вайна положить приблизительно $\gamma_a = 0$, то мы имели бы

$$y_{bs} = \frac{q_{as} \gamma}{0,8 + q_{as}} = \frac{\gamma}{0,8 q_{sa} + 1}; (e_{bs})_{\min} = 0,000075 \frac{q_{as} \gamma^2}{1 + 1,25 q_{as}} = 0,000075 \frac{\gamma^2}{q_{sa} + 1,25}.$$

При $q_{sa} = 10$ отсюда находим

$$y_{bs} = \frac{\gamma}{9} = 0,111 \gamma; (e_{bs})_{\min} = 0,000075 \frac{\gamma^2}{11,25} = 0,00000667 \gamma^2.$$

Таким образом здесь наибольший объем между поршнями будет соответствовать ближней (нижней) мертвой точке главного (продувочного) поршня.

§ 3. Определение зависимости наименьшего расстояния между синусоидами движения поршней от степени сжатия

Будем считать заданными синусоиды движения обоих поршней, угол опережений γ выхлопного кривошипа и углы ψ_ϕ и ψ_σ , характеризующие моменты начала выхлопа и начала продувки по отношению к соответствующим м. т. Кроме того, будем принимать известной степень сжатия, которую можно считать или от момента закрытия выхлопных окон, или от момента окончания наддувки, что будем различать обозначениями ϵ_ψ и ϵ_θ .

Таким образом (фиг. 84).

$$\epsilon_\psi = \frac{V_{1\psi}}{V_2},$$

где

$$V_{1\psi} = (1 - x''_{\psi s}) V_{hs} + (1 - x_{\psi a}) V_{ha} + V_k, \\ V_2 = V_k + c_a V_{ha} \quad \text{или} \quad = V_k + c_s V_{hs}.$$

Обозначая

$$\frac{V_{hs}}{V_{ha}} = q_{sa} \quad \text{и} \quad \frac{V_k}{V_{ha}} = q_{ka},$$

имеем

$$\epsilon_\psi = \frac{q_{sa}(1 - x''_{\psi s}) + (1 - x_{\psi a}) + q_{ka}}{q_{ka} + c_a}. \quad (34)$$

Подобным образом

$$\epsilon_\theta = \frac{V_{1\theta}}{V_2},$$

где

$$V_{1\theta} = (1 - x_{\theta s}) V_{hs} + (1 - x_{\theta a}) V_{ha} + V_k,$$

а поэтому

$$\epsilon_\theta = \frac{q_{sa}(1 - x_{\theta s}) + (1 - x_{\theta a}) + q_{ka}}{q_{ka} + c_a}. \quad (35)$$

Обратно, наименьшее расстояние между синусоидами в направлении движения поршней

$$q_{ka} = \frac{1}{\epsilon_\psi - 1} [q_{sa}(1 - x''_{\psi s}) + (1 - x_{\psi a}) - \epsilon_\psi c_a] \quad (36)$$

$$q_{\kappa a} = \frac{1}{\varepsilon_0 - 1} [q_{sa}(1 - x_{\theta s}) + (1 - x_{\theta a}) - \varepsilon_0 c_a]. \quad (37)$$

В качестве примера применения последней формулы (37) возьмем двигатель Юнкера I-НК-65, считая заданными: $\gamma = 15^\circ$, $y_{\psi a} = 55^\circ$ (при $\lambda_a \approx \frac{1}{4}$), $y_{\psi s} = 50^\circ$ (при $\lambda_s \approx \frac{1}{12}$), $q_{sa} = \frac{S_s}{S_a} = \frac{90}{120} = 0,75$ и $\varepsilon_0 = 15$.

На фиг. 91 представлены соответствующие синусонды в тех частях, где расположены окна (см. также фиг. 84).

С помощью вспомогательной табл. 6 главы II находим для главнейших моментов

$$x_{\theta s} = x_{\theta a} = 0,201 \quad x_{\psi a} = 0,171$$

$$x'_{\psi s} = 0,365 \quad x_{sa} = 0,070$$

$$x''_{\psi s} = 0,132 \quad x_{\theta a} = 0,237,$$

Так как по ф-ле (15)

$$c = 0,00007 \frac{\gamma^2}{q_{as} + 0,77} = 0,00007 \frac{15^2}{1,33 + 0,77} = 0,0075,$$

то, следовательно, по ф-ле (37) искомая величина

$$q_{\kappa a} = \frac{1}{14} (0,75 \cdot 0,799 + 1,763 - 15 \cdot 0,0075) = \frac{1,2495}{14} = 0,0892 \approx 0,09.$$

В качестве второго примера на применение этих формул возьмем двигатель Юнкера старого типа (рассмотренный в статье Креглевского), с верхним выхлопным и нижним продувочным поршнями, при одинаковых ходах поршней, считая заданными ходы поршней $S_a = S_s = 300$ мм, степень сжатия $\varepsilon_\phi = 13$, высоту выхлопных окон $l_\psi = 58$ мм (условно спрямляя косые кромки), высоту продувочных окон $l_s = 32$ мм, угол опережения выхлопного кривошипа $\gamma = 15^\circ$, $\lambda_{\theta a} = -\frac{1}{12}$, $\lambda_{\theta s} = +\frac{1}{5}$.

Предварительно вычисляем

$$\psi_a = \frac{58}{300} = 19,33\% \quad \text{и} \quad \sigma_s = \frac{32}{300} = 10,66\%.$$

(По данным источника общий потерный ход $\psi_a + \sigma_s = 15\%$ от общего хода поршней.)

Далее вычисляем углы $y_{\psi a}$ и $y_{\psi s}$, а именно по формуле

$$\cos y = \frac{\left(\mp \frac{1}{\lambda} + 1\right)(1 - 2x) + 2x^2}{\left(\mp \frac{1}{\lambda} + 1\right) - 2x}$$

находим

$$\cos y_{\psi a} = \frac{13 \cdot 0,6134 + 2 \cdot 0,1933^2}{13 - 0,3866} = \frac{7,96 + 0,0746}{12,6134} = 0,636,$$

откуда $y_{\psi a} = 50^\circ 30'$, принимая округленно $\approx 50^\circ$ (как указано в источнике).

Затем по формуле

$$\cos y = \frac{\left(\pm \frac{1}{\lambda} - 1\right) (1 - 2x) - 2x^2}{\left(\pm \frac{1}{\lambda} - 1\right) + 2x}$$

находим

$$\cos y_{cs} = \frac{4 \cdot 0,7868 - 2 \cdot 0,1066^2}{4 + 0,2132} = \frac{3,15 - 0,0227}{4,2132} = \frac{3,127}{4,2132} = 0,742,$$

откуда $y_{cs} = 42^\circ$ (как указано в источнике).

На фиг. 92 показана синусоидальная диаграмма распределения в главнейшей своей части. По вспомогательной таблице находим далее (при $\lambda = +\frac{1}{5}$) $x'_{\psi s} = 0,2472$ и $x''_{\psi s} = 0,0739$.

Затем по формуле

$$x = 0,5(1 - \cos y) \mp \frac{1}{\lambda} \left[\left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^2 + \left(\frac{\lambda}{2} \sin y \right)^4 + \dots \right]$$

вычисляем (чтобы избежать интерполяции по таблице)

$$\begin{aligned} x_{sa} &= 0,5 (1 - \cos 27^\circ) + 12 \left[\left(\frac{1}{24} \sin 27^\circ \right)^2 + \left(\frac{1}{24} \sin 27^\circ \right)^4 \right] = \\ &= 0,5 (1 - 0,891) + 12 \left[\left(\frac{0,454}{24} \right)^2 + \left(\frac{0,454}{24} \right)^4 \right] = 0,5 \cdot 0,109 + 12 (0,0189^2 + 0,0189^4) = \\ &= 0,0545 + 12 (0,000357 + 0,000000127) = 0,05878 \approx 5,88\% \end{aligned}$$

и

$$\begin{aligned} x_{sa} &= 0,5 (1 - \cos 57^\circ) + 12 \left[\left(\frac{1}{24} \sin 57^\circ \right)^2 + \left(\frac{1}{24} \sin 57^\circ \right)^4 \right] = 0,5 (1 - 0,5446) + \\ &+ 12 \left[\left(\frac{0,8387}{24} \right)^2 + \left(\frac{0,8387}{24} \right)^4 \right] = 0,5 \cdot 0,4554 + 12 (0,035^2 + 0,035^4) = \\ &= 0,2277 + 12 (0,001225 + 0,0000015) = 0,2424 \approx 24,24\%. \end{aligned}$$

Результат дадим в сводной таблице

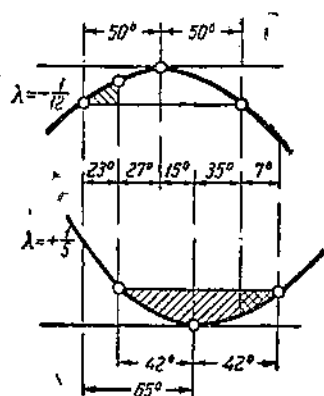
$$\begin{array}{ll} x_{cs} = x_{\theta s} = 0,1066 & x_{\psi a} = 0,1933 \\ x'_{\psi s} = 0,2472 & x_{sa} = 0,0588 \\ x''_{\psi s} = 0,0739 & x_{\theta a} = 0,2424. \end{array}$$

С помощью найденных величин вычисляем

$$c_s = 0,00007 \frac{\gamma^2}{q_{sa} + 0,77} = 0,0000396 \gamma^2 = 0,0000396 \cdot 15^2 = 0,00890$$

и далее

$$\begin{aligned} q_{ka} &= \frac{1}{\varepsilon_{\psi} - 1} [q_{sa} (1 - x''_{\psi s}) + (1 - x_{\psi a}) - \varepsilon_{\psi} c_a] = \\ &= \frac{1}{12} (0,9261 + 0,8067 - 13 \cdot 0,0089) = 0,135. \end{aligned}$$



Фиг. 92

Заметим, что если бы мы приняли $\varepsilon_0 = 13$, то нашли бы

$$q_{на} = \frac{1}{\varepsilon_0 - 1} [q_{sa}(1 - x_{0s}) + (1 - x_{0a}) - \varepsilon_0 c_a] = \\ = \frac{1}{12}(0,8934 + 0,7576 - 13 \cdot 0,0089) = 0,128,$$

то лишь немного меньше предыдущей величины.

§ 4. Приведенные диаметр цилиндра, парциальность выпуска и степень сжатия

Для однопоршневого цилиндра наименьший и наибольший объемы составляют

$$V_{наим} = V_h \frac{1 - x_\psi}{\varepsilon - 1}; \quad V_{наиб} = V_h \frac{\varepsilon - x_\psi}{\varepsilon - 1}.$$

Поэтому объемы в начале выхлопа и в начале продувки будут

$$V_4 = V_h \frac{\varepsilon(1 - x_\psi)}{\varepsilon - 1}; \quad (38)$$

$$V_5 = V_h \left(\frac{\varepsilon - x_\psi}{\varepsilon - 1} - x_\sigma \right). \quad (39)$$

Отсюда находим разность

$$V_5 - V_4 = V_h (x_\psi - x_\sigma) \quad (40)$$

и, обратно, описанный поршнем объем

$$V_h = \frac{V_5 - V_4}{x_\psi - x_\sigma}. \quad (41)$$

Таким же образом определяется отношение

$$\frac{V_5}{V_4} = \frac{\frac{\varepsilon - x_\psi - x_\sigma}{\varepsilon - 1}}{\frac{\varepsilon(1 - x_\psi)}{\varepsilon - 1}} = \frac{1}{1 - x_\psi} \left(1 - x_\sigma - \frac{x_\psi - x_\sigma}{\varepsilon} \right), \quad (42)$$

или иначе

$$\frac{V_5}{V_4} = \frac{1 - x_\sigma}{1 - x_\psi} - \frac{1}{\varepsilon} \left(\frac{1 - x_\sigma}{1 - x_\psi} - 1 \right), \quad (43)$$

и, обратно, степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{x_\psi - x_\sigma}{1 - x_\sigma - \frac{V_5}{V_4}(1 - x_\psi)}. \quad (44)$$

Для двухпоршневого цилиндра при расчете предварения выхлопа целесообразно использовать приведенный объем хода поршня и приведенную степень сжатия, для которых по аналогии с выше выведенными формулами имеем

$$V_{кпр} = \frac{V_5 - V_4}{x_{\psi a} - x_{\sigma a}}; \quad (45)$$

$$\varepsilon_{np} = \frac{x_{\psi a} - x_{\sigma a}}{1 - x_{\sigma a} - \frac{V_5}{V_4}(1 - x_{\psi a})}. \quad (46)$$

Здесь

$$V_4 = V_{hs} - V'_{\psi s} + V_{ha} - V_{\psi a} + V_{\kappa} = (1 - x'_{\psi s})V_{hs} + (1 - x_{\psi a})V_{ha} + q_{\kappa a}V_{ha} = \\ = V_{ha}[q_{sa}(1 - x'_{\psi s}) + (1 - x_{\psi a}) + q_{\kappa a}]. \quad (47)$$

$$V_5 = V_{hs} - V_{\sigma s} + V_{ha} - V_{\sigma a} + V_{\kappa} = (1 - x_{\sigma s})V_{hs} + (1 - x_{\sigma a})V_{ha} + q_{\kappa a}V_{ha} = \\ = V_{ha}[q_{sa}(1 - x_{\sigma s}) + (1 - x_{\sigma a}) + q_{\kappa a}], \quad (48)$$

откуда

$$V_5 - V_4 = V_{ha}[q_{sa}(x'_{\psi s} - x_{\sigma s}) + (x_{\psi a} - x_{\sigma a})]; \quad (49)$$

$$\frac{V_5}{V_4} = \frac{q_{sa}(1 - x_{\sigma s}) + (1 - x_{\sigma a}) + q_{\kappa a}}{q_{sa}(1 - x'_{\psi s}) + (1 - x_{\psi a}) + q_{\kappa a}}. \quad (50)$$

Следовательно, приведенный объем хода поршня

$$V_{hnp} = V_{ha} \frac{q_{sa}(x'_{\psi s} - x_{\sigma s}) + (x_{\psi a} - x_{\sigma a})}{x_{\psi a} - x_{\sigma a}} = V_{ha} \left(q_{sa} \frac{x'_{\psi s} - x_{\sigma s}}{x_{\psi a} - x_{\sigma a}} - 1 \right), \quad (51)$$

откуда при сохранении равенства ходов $S_{np} = S_a$ определится приведенный диаметр D_{np} , соответствующий действительному диаметру D_a ,

$$D_{np} = D_a \sqrt{1 + q_{sa} \frac{x'_{\psi s} - x_{\sigma s}}{x_{\psi a} - x_{\sigma a}}}. \quad (52)$$

Подобным образом определится приведенная парциальность выпуска γ_{np} , соответствующая действительной γ_a при условии одинаковых размеров окон в обоих случаях

$$\gamma_{np} = \frac{\gamma_a}{\sqrt{1 + q_{sa} \frac{x'_{\psi s} - x_{\sigma s}}{x_{\psi a} - x_{\sigma a}}}} \quad (53)$$

и, следовательно, частное

$$\frac{D_{np}}{\gamma_{np}} = \frac{D_a}{\gamma_a} \left(1 + q_{sa} \frac{x'_{\psi s} - x_{\sigma s}}{x_{\psi a} - x_{\sigma a}} \right). \quad (54)$$

Приведенная степень сжатия с подстановкой отношения $\frac{V_5}{V_4}$ будет

$$\varepsilon_{np} = \frac{x_{\psi a} - x_{\sigma a}}{1 - x_{\sigma a} - \frac{q_{sa}(1 - x_{\sigma s}) + (1 - x_{\sigma a}) + q_{\kappa a}}{q_{sa}(1 - x'_{\psi s}) + (1 - x_{\psi a}) + q_{\kappa a}}(1 - x_{\psi a})}. \quad (55)$$

Пример 1. Для двигателя Юнкера 1-НК-65 (см. стр. 278) известны $q_{sa} = 0,75$; $q_{\kappa a} = 0,089$; $x'_{\psi s} = 0,365$; $x_{\sigma s} = 0,201$; $x_{\psi a} = 0,171$ и $x_{\sigma a} = 0,070$. Требуется найти D_{np} , γ_{np} , $\frac{D_{np}}{\gamma_{np}}$ и ε_{np} .

Для решения применим формулы:

$$D_{np} = D_a \sqrt{r}; \quad \gamma_{np} = \frac{\gamma_a}{\sqrt{r}}; \quad \frac{D_{np}}{\gamma_{np}} = \frac{D_a}{\gamma_a} r, \quad \text{где } r = 1 + q_{sa} \frac{x'_{\psi s} - x_{\sigma s}}{x_{\psi a} - x_{\sigma a}};$$

$$\varepsilon_{np} = \frac{x_{\psi a} - x_{\sigma a}}{1 - x_{\sigma a} + \frac{V_5}{V_4}(1 - x_{\psi a})},$$

где $\frac{V_5}{V_4} = \frac{q_{sa}(1 - x_{\sigma s}) + (1 - x_{\sigma a}) + q_{\kappa a}}{q_{sa}(1 - x'_{\psi s}) + (1 - x_{\psi a}) + q_{\kappa a}}.$

Находим последовательно

$$r = 1 + 0,75 \frac{0,365 - 0,201}{0,171 - 0,070} = 1 + 0,75 \frac{0,164}{0,101} = 2,22;$$

$$D_{np} = D_a \sqrt{2,22} = 1,49 D_a; \quad v_{np} = \frac{v_a}{1,49}; \quad \frac{D_{np}}{v_{np}} = 2,22 \frac{D_a}{v_a};$$

$$\frac{V_5}{V_4} = \frac{0,75 \cdot 0,799 + 0,930 + 0,089}{0,75 \cdot 0,635 + 0,829 + 0,089} = \frac{1,618}{1,394} = 1,161; \quad \epsilon_{np} = \frac{0,101}{0,930 - 1,161 \cdot 0,829} =$$

$$= -\frac{0,101}{0,032} = -3,16.$$

Пример 2. Для двигателя Юнкера прежней конструкции (с верхним выхлопным поршнем, см. стр. 278) известны: $q_{sa} = 1$; $q_{ka} = 0,135$; $x'_{\psi s} = 0,2472$; $x_{ss} = 0,1066$; $x_{\psi a} = 0,1933$; $x_{sa} = 0,0588$.

Требуется найти D_{np} , v_{np} , $\frac{D_{np}}{v_{np}}$ и ϵ_{np} .

$$r = 1 + \frac{0,2472 - 0,1066}{0,1933 - 0,0588} = 1 + \frac{0,1406}{0,1345} = 2,046; \quad D_{np} = D_a \sqrt{2,046} = 1,43 D_a;$$

$$v_{np} = \frac{v_a}{1,43}; \quad \frac{D_{np}}{v_{np}} = 2,046;$$

$$\frac{V_5}{V_4} = \frac{0,8934 + 0,9412 + 0,135}{0,7528 + 0,8067 + 0,135} = \frac{1,9696}{1,6945} = 1,162;$$

$$\epsilon_{np} = \frac{0,1345}{0,9412 - 1,162 \cdot 0,8067} = \frac{0,1345}{0,004} = 33,6.$$

§ 5. Экстраполяция функции m_ϵ на область малых отношений $\frac{1}{\epsilon}$ примени-
тельно к расчету выхлопа в двухпоршневых цилиндрах

Для расчета предварения выхлопа в однопоршневых цилиндрах мы принимали зависимость $\Delta\theta_0$ от степени сжатия ϵ в форме множителя

$$m_\epsilon = 0,96 + \frac{0,6}{\epsilon} \quad (56)$$

при изменении ϵ в пределах от 5 до 20 (табл. 129)

Таблица 129

$\epsilon =$	5	10	15	20
$m_\epsilon =$	1,08	1,02	1,00	0,99

При распространении этой формулы на цилиндры с двумя поршнями следует вместо фактической степени сжатия ϵ брать приведенную степень сжатия ϵ_{np} при $\frac{1}{\epsilon_{np}} < \frac{1}{\epsilon}$. Так как значения приведенной степени сжатия выходят из вышеуказанных пределов, то пользование написанной выше формулой для определения m_ϵ становится для данного частного случая рискованным.

В силу этого выясним сначала физический смысл отрицательных значений фиктивной степени сжатия в данном расчете, а затем отыщем одно погранич-

ное условие, которое дает возможность найти путь к экстраполированию вышеприведенной формулы для m_e в широких пределах изменения ϵ .

Наличие пространства сжатия V_c (фиг. 93) оказывает на протекание процесса предварения выхлопа двойное влияние: при данном объеме $(1-\psi)V_h$ объем V_c увеличивает подлежащее выпуску из цилиндра количество газов, а кроме того с ростом V_c падает, приближаясь к единице, степень расширения в предварении выхлопа $\frac{V_5}{V_4}$, — и то и другое замедляет процесс падения давления в цилиндре (от p_4 до p_5), удлиняя продолжительность предварения выхлопа.

С точки зрения быстроты процесса выхлопа наиболее благоприятным для однопоршневого цилиндра случаем является предельный случай $V_c = 0$, когда степень сжатия ϵ превращается в бесконечность.

Заметим, что

$$\frac{V_c}{(1-\psi)V_h} = \frac{1}{\epsilon - 1}$$

и, следовательно,

$$\epsilon = 1 + (1-\psi)\frac{V_h}{V_c},$$

откуда при $V_c = 0$ получается $\epsilon = \infty$.

Если же представить себе, что в процессе выхлопа крышка цилиндра несколько передвинута вправо от левого мертвого положения поршня (фиг. 93), т. е. V_c стало отрицательным, то, очевидно, мы будем иметь для выхлопа еще более благоприятные условия, чем при $\epsilon = \infty$.

Выше написанная формула показывает, что при $V_c < 0$ степень сжатия ϵ становится отрицательной, пройдя при $V_c = 0$ через значение $\pm \infty$. При дальнейшем перемещении крышки цилиндра вправо степень сжатия, оставаясь отрицательной, по своей абсолютной величине уменьшается, приближаясь к нулю.

Степень сжатия обращается в нуль при

$$-V_c = (1-\psi)V_h.$$

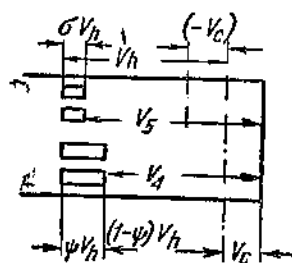
Предельное значение $\epsilon = 1$ соответствует бесконечному удалению крышки цилиндра влево (пределы же $0 < \epsilon < 1$ не осуществимы).

Отношение $\frac{V_5}{V_4}$ при $\epsilon = 0$ превращается в бесконечность при $V_4 = 0$, чем создаются максимально благоприятные условия для предварения выхлопа в том смысле, что потребное Δ делается равным нулю (мгновенное снижение давления p_4 до p_5 и дальше) при любых прочих условиях (кроме бесконечно большой быстроходности двигателя).

А так как для $\epsilon = 0$ все множители формулы для Δ кроме m_e имеют конечные значения, то, следовательно, $m_e = 0$. Вот искомое предельное условие для m_e .

Переходя к графическому изображению функциональной зависимости m_e от ϵ , мы встречаемся со следующими затруднениями. Очевидно, что функция m_e , при постепенном перемещении крышки цилиндра слева направо, непрерывно падает от известных нам значений (например, от $m_e = 1$ при $\epsilon = 15$) до предельного значения $m_e = 0$ при $\epsilon = 0$. Но так как степень сжатия при этом переходит через $\pm \infty$, то поэтому изображение кривой m_e в функции аргумента ϵ оказывается чрезвычайно неудобным.

Значительно удобнее было бы принять за аргумент (на оси абсцисс) обратную степени сжатия величину $\frac{1}{\epsilon}$, так как при этом мы имели бы плавную кривую m_e . Однако, на этом мы все же не можем остановиться, поскольку



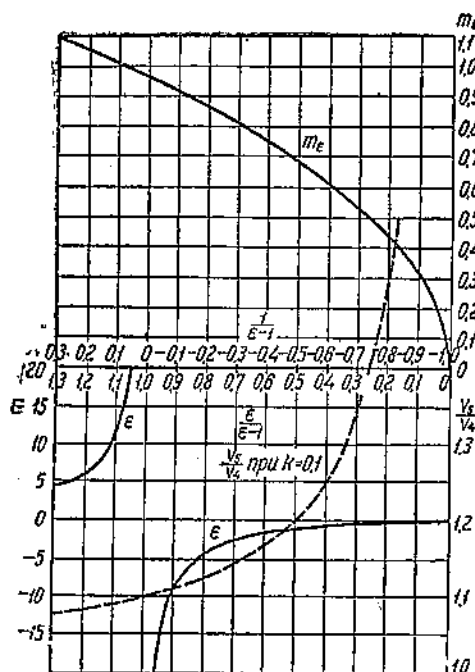
Фиг. 93

найденная выше конечная точка кривой m_ϵ ($m_\epsilon = 0$ при $\epsilon = 0$) сама уходит в бесконечность по оси абсцисс.

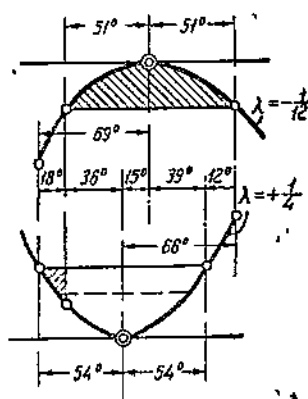
Путем подобных рассуждений мы заключаем, что в качестве независимой переменной целесообразно было бы принять отношение

$$\frac{1}{\epsilon - 1} \left(\text{или } \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \right).$$

На фиг. 94 дана кривая m_ϵ , построенная указанным способом по имеющимся у нас пяти точкам (табл. 130).



Фиг. 94



Фиг. 95

Таблица 130

$\epsilon =$	5	10	15	20	0
$\frac{1}{\epsilon - 1} =$	0,25	0,1111	0,0715	0,0526	-1
$m_\epsilon =$	1,08	1,02	1,00	0,99	0

Анализ этой кривой приводит нас к приближенной формуле для нее

$$m_\epsilon = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{\epsilon}{\epsilon - 1}}. \quad (57)$$

Степень пригодности этой формулы в области известных уже точек характеризуется следующей таблицей:

Таблица 131

$\epsilon =$	5	10	15	20	0
$\frac{\epsilon}{\epsilon - 1} =$	1,25	1,111	1,0715	1,0526	0
$\sqrt{\frac{\epsilon}{\epsilon - 1}} =$	1,118	1,054	1,0355	1,026	0
$m_\epsilon =$	1,080	1,018	1,000	0,991	0
Вместо точного	1,08	1,02	1,00	0,99	0

Таблица эта показывает полную пригодность найденной здесь новой формулы для m_s в самых широких пределах изменения степени сжатия ε , включая фиктивные „приведенные“ степени сжатия $\varepsilon_{пр}$ для двухпоршневых двигателей, имеющие нередко отрицательные значения.

Вычислим еще ряд точек по приведенной формуле (табл. 132).

Таблица 132

$\varepsilon =$	$\pm \infty$	-10	-5	-3	-1	-0,5	-0,2	-0,1
$V \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} =$	1,000	0,909	0,8333	0,750	0,500	0,3333	0,1667	0,0909
$\frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} =$	1,000	0,9535	0,9128	0,8660	0,7070	0,5772	0,4083	0,3150
$m_s =$	0,966	0,921	0,8815	0,8365	0,683	0,5575	0,3945	0,304

На том же графике для удобства пользования нанесены внизу кривые ε . Заметим, что последняя формула для определения m_s может быть представлена в другом виде, имеющем более тесную связь с синусоидальной диаграммой движения поршней (вводим в формулу отношение объемов $\frac{V_5}{V_4}$ с одновременным исключением из нее приведенной степени сжатия ε).

В самом деле, из приведенной на стр. 280 формулы (43) для $\frac{V_5}{V_4}$ можно получить следующие преобразования:

$$\frac{V_5}{V_4} = \frac{1-x_\sigma}{1-x_\phi} - \frac{x_\phi-x_\sigma}{\varepsilon(1-x_\phi)} = 1 + \frac{x_\phi-x_\sigma}{1-x_\phi} - \frac{x_\phi-x_\sigma}{\varepsilon(1-x_\phi)} = 1 + k - \frac{k}{\varepsilon} = 1 + k \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon},$$

где

$$k = \frac{x_\phi-x_\sigma}{1-x_\phi}. \quad (58)$$

Так как отсюда

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} = \frac{k}{\frac{V_5}{V_4}-1},$$

то

$$m_s = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon-1}} = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{k}{\frac{V_5}{V_4}-1}} \quad (59)$$

или подробно

$$m_s = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{x_\phi-x_\sigma}{(1-x_\phi)\left(\frac{V_5}{V_4}-1\right)}}. \quad (60)$$

Принимая в частном случае $k=0,1$, имеем (фиг. 94)

$$\frac{V_5}{V_4} = 1,1 - \frac{0,1}{\varepsilon}.$$

§ 6. Окончательные формулы для расчета выхода в двухпоршневых цилиндрах

Для однопоршневого цилиндра предварение выхода может быть рассчитано (см. главу V) по сокращенной формуле

$$\Delta_1^{\%} = k_s m_a m_p m_{nD} m_{sa}. \quad (61)$$

Для двухпоршневого цилиндра мы имеем ($\sigma = \sigma_a$)

$$\Delta_1^{\%} = k_s m_{enp} m_p m_{nDnp} m_{sa} = z \Delta_1, \quad (62)$$

откуда переходный поправочный множитель, добавляемый к обычной формуле при ее применении к двухпоршневому цилиндру, есть

$$z = \frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{m_{enp} m_{nDnp}}{m_a m_{nD}}. \quad (63)$$

Здесь

$$m_a = 0,96 + \frac{0,6}{\varepsilon}$$

или

$$m_a = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}}.$$

Далее

$$m_{enp} = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{\varepsilon_{np}}{\varepsilon_{np} - 1}}$$

или

$$m_{enp} = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{k}{\frac{V_5}{V_4} - 1}},$$

где

$$k = \frac{x_{\psi a} - x_{sa}}{1 - x_{\psi a}}.$$

Затем

$$m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_a v_a} \right)^{0,4}$$

и по аналогии

$$m_{nDnp} = \left(\frac{nD_{np}}{v_a v_{a np}} \right)^{0,4} = \left(\frac{nD}{v_a v_a} r \right)^{0,4},$$

где

$$r = 1 + q_{sa} \frac{x'_{\psi s} - x_{sa}}{x_{\psi a} - x_{sa}}.$$

Таким образом, переходный множитель

$$z = \frac{m_{enp}}{m_a} r^{0,4}. \quad (64)$$

Так, например, полагая в среднем для современных двигателей Юнкерса $r = 2,2$, соответственно

$$0,4 \lg 2,2 = 0,4 \cdot 0,342 = 0,1368 \text{ и } r^{0,4} = 1,372,$$

далее, оценивая $m_{\epsilon np} = 0,85$ и $m_{\epsilon} = 0,998$, находим

$$z = \frac{0,85}{0,998} 1,372 = 1,168 \approx 1,17.$$

Таким образом, для двигателей Юнкера можно принять

$$\Delta_2^{\%} = 1,17 k_{\epsilon} m_{\epsilon} m_p m_{ND} m_{\epsilon a}. \quad (65)$$

Для двухпоршневых двигателей другого типа, вообще говоря, следует переходный коэффициент отыскать из анализа выполненных и проверенных конструкций.

В качестве первого примера рассмотрим двигатель Юнкера 1-НК-65 (см. § 4 главы XI), для которого, по данным Орлина, примем: $\epsilon_0 = 15$,

$$k = \frac{x_{\psi a} - x_{\sigma a}}{1 - x_{\psi a}} = \frac{0,101}{0,829} = 0,122; \quad \frac{V_5}{V_4} = 1,161; \quad r = 1 + q_{sa} \frac{x'_{\psi s} - x_{\sigma s}}{x_{\psi a} - x_{\sigma a}} = 2,22,$$

также $\epsilon_{np} = 3,16$.

Находим

$$m_{\epsilon np} = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{k}{\frac{V_5}{V_4} - 1}} = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{0,122}{0,161}} = \frac{\sqrt{0,756}}{1,0355} = \frac{0,870}{1,0355} = 0,840,$$

или иначе

$$m_{\epsilon np} = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{\epsilon_{np}}{\epsilon_{np} - 1}} = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{3,16}{4,16}} = \frac{\sqrt{0,758}}{1,0355} = \frac{0,870}{1,0355} = 0,840.$$

Далее

$$0,4 \lg r = 0,4 \lg 2,22 = 0,4 \cdot 0,346 = 0,1385; \quad r^{0,4} = 1,376.$$

Следовательно

$$z = \frac{m_{\epsilon np}}{m_{\epsilon}} r^{0,4} = \frac{0,84}{1} 1,376 = 1,155.$$

Для этого же двигателя в главе XI был получен аналогичный коэффициент, основанный на данных испытаний, равным

$$1,145.$$

В качестве второго примера проведем проверочный расчет выхлопа для двигателя Юнкера, испытанного проф. Нейманом (§ 4 главы XI), принимая следующие данные: $D = 60$ мм, $S_a = 120$ мм, $S_s = 90$ мм, $n = 1010$ об/мин, $\epsilon_0 = 15,8$, $\gamma = 15^\circ$, $\psi_a = 54^\circ$ (при $\lambda_{sa} \approx +\frac{1}{4}$), $\psi_{sa} = 36^\circ$ (при $\lambda_{ds} \approx -\frac{1}{12}$), $v_a = 0,50$ (с пересчетом на полный интервал от начала выхлопа до начала продувки), $\mu_a = 0,65$, $p_4 = 5,4$ ата, $p_5 = 1,7$ ата (оцениваем, при $p_s = 1,38$ ата).

Составив схему синусоидальной диаграммы (фиг. 95) и используя вспомогательную таблицу путей поршня, получаем таблицу распределения—133.

Таблица 133

Углы		Доли хода	
$\psi_{ss} = \psi_{\theta s} = 51^\circ$	$\psi_{\psi a} = 54^\circ$	$x_{ss} = x_{\theta s} = 0,197$	$x_{\psi a} = 0,165$
$\psi'_{\psi s} = 69^\circ$	$\psi_{sa} = 36^\circ$	$x'_{\psi s} = 0,338$	$x_{sa} = 0,075$
$\psi''_{\psi s} = 39^\circ$	$\psi_{\theta a} = 66^\circ$	$x''_{\psi s} = 0,120$	$x_{\theta a} = 0,244$

По данным находим

$$q_{sa} = \frac{S_s}{S_a} = \frac{90}{120} = 0,75,$$

а по стр. 278 берем $c_a = 0,0075$. Далее

$$q_{ka} = \frac{1}{\varepsilon_0 - 1} [q_{sa}(1 - x_{0s}) + (1 - x_{0a}) + \varepsilon_0 c_a] = \frac{1}{14,8} (0,75 \cdot 0,803 + 0,756 + 15,8 \cdot 0,0075) = \frac{1,477}{14,8} = 0,0998 \approx 0,10;$$

$$r = 1 + q_{sa} \frac{x'_{\psi s} - x_{as}}{x_{\psi a} - x_{sa}} = 1 + 0,75 \frac{0,141}{0,090} = 2,175; \quad 0,4 \lg r = 0,4 \lg 2,175 = 0,4 \cdot 0,337 = 0,1348; \quad r^{0,4} = 1,366;$$

$$\frac{V_5}{V_4} = \frac{q_{sa}(1 - x_{as}) + (1 - x_{sa}) + q_{ka}}{q_{sa}(1 - x'_{\psi s}) + (1 - x_{\psi a}) + q_{ka}} = \frac{0,75 \cdot 0,803 + 0,925 + 0,100}{0,75 \cdot 0,662 + 0,835 + 0,100} = \frac{1,627}{1,431} = 1,137;$$

$$k = \frac{x_{\psi a} - x_{sa}}{1 - x_{\psi a}} = \frac{0,090}{0,835} = 0,1078; \quad m_{\varepsilon np} = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{k}{\frac{V_5}{V_4} - 1}} = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{0,1078}{1,137 - 1}} = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{0,787}{0,137}} = \frac{1}{1,0355} \sqrt{5,745} = \frac{0,887}{1,0355} = 0,856.$$

Поэтому, принимая $m_{\varepsilon} \approx 0,998$, вычисляем

$$z = \frac{m_{\varepsilon np}}{m_{\varepsilon}} r^{0,4} = \frac{0,856}{0,998} 1,366 = 1,171 \approx 1,17.$$

Для однопоршневого двигателя с теми же данными мы имели бы

$$\Delta_1 = k_3 m_{\varepsilon} m_p m_{nD} m_{\sigma}.$$

При $\varepsilon \approx 16$

$$m_{\varepsilon} = 0,96 + \frac{0,6}{\varepsilon} = 0,96 + 0,0375 = 0,998.$$

При $p_5 = 1,7 \text{ атм}$

$$k_5 = \frac{0,48}{p_5 - 0,4} + 1,9 = 0,37 + 1,9 = 2,27.$$

При $p_4 = 5,4 \text{ атм}$

$$m_p = \sqrt[3]{\left(\lg \frac{p_4}{p_5}\right)^2 : \left(\frac{p_4}{p_5}\right)} = \sqrt[3]{(\lg 3,18)^2 : 3,18} = \sqrt[3]{0,502^2 : 3,18} = \sqrt[3]{0,0793} = 0,430.$$

При

$$\frac{nD}{v_a \mu_a} = \frac{1010 \cdot 0,06}{0,5 \cdot 0,65} = 186,6; \quad 0,4 \lg 186,6 = 0,4 \cdot 2,276 = 0,908$$

$$m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_a \mu_a}\right)^{0,4} = 8,10.$$

При $\sigma = \sigma_a = 7,5\%$

$$m_{\sigma} = 1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2 = 0,978.$$

Следовательно, для однопоршневого двигателя

$$\Delta_1\% = 0,998 \cdot 2,27 \cdot 0,430 \cdot 8,10 \cdot 0,978 = 7,70.$$

А так как в выполненном двигателе Юнкера

$$\Delta_2^* = \psi_a - \sigma_a = 16,5 - 7,5 = 9,0\%,$$

то, следовательно, коэффициент

$$z = \frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{9}{7,7} = 1,170,$$

что совпадает с выше найденным теоретическим значением.

В качестве третьего примера сделаем проверочный расчет выхлопа для двигателя Юнкера старого типа (с верхним выхлопным поршнем), используя данные испытаний Креглевского (см. выше § 4). Дано: $D = 250$ мм, $n = 500$ об/мин, $v_a = 0,55$, $\mu_a = 0,85$ (а для второй стадии выхлопа $\mu_a = 0,80$, что несущественно для расчета), $\epsilon = 13$, $p_4 = 5,2$ ата, $p_5 = 1,34$ ата, $\psi_a = 19,33\%$, $\sigma_a = 5,88\%$. Кроме того, используем ранее вычисленные

$$k = \frac{0,1345}{0,8067} = 0,167; \quad \frac{V_5}{V_4} = 1,162; \quad \epsilon_{np} = 33,6; \quad r = 2,046.$$

Находим

$$m_{\epsilon np} = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{k}{\frac{V_5}{V_4} - 1}} = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{0,167}{0,162}} = \frac{\sqrt{1,032}}{1,0355} = \frac{1,018}{1,0355} = 0,981$$

или иначе

$$m_{\epsilon np} = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{\epsilon_{np}}{\epsilon_{np} - 1}} = \frac{1}{1,0355} \sqrt{\frac{33,6}{32,6}} = \frac{\sqrt{1,032}}{1,0355} = 0,981.$$

При $\epsilon = 13$

$$m_{\epsilon} = 0,96 + \frac{0,6}{13} = 1,006,$$

далее, вычисляя

$$0,4 \lg r = 0,4 \lg 2,046 = 0,4 \cdot 0,311 = 0,1242, \quad r^{0,4} = 1,33,$$

находим

$$z = \frac{m_{\epsilon np}}{m_{\epsilon}} r^{0,4} = \frac{0,981}{1,006} \cdot 1,33 = 1,30.$$

Для однопоршневого двигателя

$$\Delta_1^* = \kappa_{\epsilon} m_{\epsilon} m_p m_{nD} m_{\sigma}.$$

Здесь $m_{\epsilon} = 1,006$, затем по $p_5 = 1,34$ ата

$$k_5 = \frac{0,48}{p_5 - 0,4} + 1,9 = 2,41.$$

При $p_4 = 5,2$ ата

$$m_p = \sqrt[3]{\left(\lg \frac{p_4}{p_5}\right)^2 : \frac{p_4}{p_5}} = \sqrt[3]{(\lg 3,58)^2 : 3,88} = \sqrt[3]{0,589^2 : 3,88} = \sqrt[3]{0,0894} = 0,447,$$

При

$$\frac{nD}{v_a \mu_a} = \frac{500 \cdot 0,25}{0,55 \cdot 0,85} = 267,5; \quad 0,4 \lg 267,5 = 0,4 \cdot 2,427 = 0,970;$$

$$m_{nD} = \left(\frac{nD}{v_a \mu_a}\right)^{0,4} = 9,34.$$

При $\sigma = \sigma_a = 5,88\%$

$$m_a = 1,04 - 0,0004 (20 - \sigma\%)^2 = 0,961.$$

Следовательно, для однопоршневого двигателя

$$\Delta_1\% = 1,006 \cdot 2,41 \cdot 0,447 \cdot 9,34 \cdot 0,961 = 9,73\%.$$

Для двухпоршневого двигателя, принимая выше найденный поправочный коэффициент $z = 1,30$, получаем

$$\Delta_2 = z\Delta_1 = 1,30 \cdot 9,73 = 12,65\%.$$

Для выполненного же двигателя, по подсчетам Креглевского, мы имеем

$$\Delta_2 = \phi_a - \sigma_a = 19,33 - 5,88 = 13,45\%.$$

Соответствующий поправочный коэффициент оказывается равным

$$\frac{13,45}{9,73} = 1,38$$

вместо выше подсчитанного теоретическим путем значения 1,30, причем не было учтено, что при распределении выхлопа верхним поршнем окна дают меньшее геометрическое действие, чем обычно. Если это обстоятельство учесть, то теоретическое значение переходного коэффициента оказалось бы около 1,39.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВПРЫСКИВАНИЯ В БЕСКОМПРЕССОРНЫХ ДИЗЕЛЯХ

ВВЕДЕНИЕ

За последние 10—15 лет в деле практического осуществления бескомпрессорного впрыскивания техника имеет большие успехи. Это видно из того, что бескомпрессорные дизеля, благодаря своей компактности, быстроходности и легкости, почти полностью заменяют компрессорные дизеля и являются большими конкурентами карбюраторных двигателей.

Это было достигнуто благодаря целому ряду ценных экспериментальных исследований. Отдельные вопросы процесса впрыскивания и сгорания (определение диаметра капли, ее дальнобойность, запаздывание вспышки и т. д.) подвергались теоретическим исследованиям со стороны видных научных деятелей по данной специальности.

Однако, между отдельными экспериментальными данными и теоретическими выводами существуют разногласия, противоречащие друг другу. Например, по последним экспериментальным данным (Засс, Миллер, Бердселей, Нейман и др.) отмечается, что с повышением давления впрыскивания дальнобойность капли увеличивается, в то время как более поздние экспериментальные данные (Рим, Робертсон—Матьюс) и теоретические выводы показывают, что с повышением давления впрыскивания дальнобойность уменьшается.

Учитывая указанное, можно сказать, что по исследованию впрыска еще не установилось общее единое понятие по отдельным явлениям, имеющим место в период впрыскивания и сгорания, и нет согласованности между отдельными экспериментальными и теоретическими данными.

В результате всего этого на сегодняшний день еще никем не дан обоснованный расчет впрыскивающей системы, где был бы увязан процесс впрыскивания с процессом сгорания, являющегося важнейшим звеном всего расчета впрыскивающих органов.

Необоснованность расчета впрыскивающей системы и неясность по отдельным явлениям, имеющим место в процессе впрыскивания, не дают возможности судить о целесообразности конструкции отдельных органов и об их выгодной взаиморасположенности в системе.

Еще мало известно о величине и характере изменения факторов, влияющих на процесс впрыскивания в действительных условиях работы впрыскивающей системы. Именно это последнее обстоятельство, как мы увидим в данной работе, привело разных исследователей к разным выводам, противоречащим друг другу, вследствие чего бескомпрессорные дизеля работают с большими недостатками.

Нет гибкости в их работе (ограниченность в узких пределах числа оборотов, применение высоких давлений сгорания, трудность осуществления постоянства нагрузки по цилиндрам и т. д.).

В первой главе настоящей работы в результате анализа существующих экспериментальных и теоретических выводов опровергаются современные

взгляд и понятия на процесс впрыскивания и на основе новых выводов дается метод расчета главнейших органов впрыскивающей системы с увязкой процесса впрыскивания с процессом сгорания топлива в цилиндре двигателя.

Во второй главе приводятся опытные данные, выясняющие влияние отдельных органов впрыскивающей системы на процесс впрыскивания и сгорания, а также отмечаются их конструктивные недостатки и дается ряд доказательств, подтверждающих наши теоретические выводы.

Опыты проводились по новому методу, в условиях действительной работы двигателя, где нам удалось индизировать цилиндр, форсунку и топливный насос одновременно.

Безусловно, в тексте можно встретить ряд спорных вопросов, дискуссия по которым даст возможность еще глубже познать процесс впрыскивания и сгорания, но основные наши установки мы считаем правильными и вполне доказанными.

После уточнения отдельных спорных вопросов путем экспериментальных исследований данный метод расчета главных органов впрыскивающей системы должен помочь в устранении вышеперечисленных недостатков бескомпрессорного двигателя и способствовать безаварийной работе тепловозов на жел.-дор. транспорте.

ГЛАВА I

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В ЦИЛИНДР ДВИГАТЕЛЯ

Качество распыления топлива в цилиндр бескомпрессорного двигателя определяется тремя основными факторами: 1) величиной диаметра капли, 2) дальностью капли в сжатом воздухе, 3) временем запаздывания вспышки капли топлива при движении ее в нагретом сжатом воздухе.

Рассмотрим каждый из этих факторов в отдельности.

§ 1. Диаметр капли

По изучению изменения диаметра капли впрыскиваемого топлива, в зависимости от различных факторов, был проведен целый ряд экспериментальных работ, как Засс, Нейман, Паль, Лей и т. д. Из этих экспериментальных данных можно сделать следующие выводы.

С повышением давления впрыскивания диаметр капли уменьшается, а число одинаковых капель увеличивается¹. С повышением противодавления диаметр капли заметно уменьшается, и получается более однородное распыление².

Изменение диаметра сопловых отверстий в пределах 0,4—0,8 мм незначительно влияет на диаметр капли и на однородность распыла.

Эти экспериментальные данные имеют большую ценность для общего суждения о величине диаметра капли впрыскиваемого топлива, но они не могут быть использованы при проектировании впрыскивающей системы и поэтому не имеют практического значения.

Большой интерес в отношении определения диаметра капли топлива представляет теоретическое исследование Трибнигга, который, основываясь на ряде гипотез, дает аналитическое выражение для определения диаметра капли, имеющее большое практическое значение при проектировании впрыскивающей системы.

¹ Засс, Бескомпрессорные двигатели Дизеля, изд. 1931 г., стр. 58. Перевод с нем., стр. 58—59, фиг. 32—33.

² Там же, стр. 61, фиг. 35.

Из теории Трибнигга мы имеем две формулы

$$y = \frac{4\gamma_T^2 \alpha (\beta - 1)}{3\gamma_s^2 \psi^2 (P_1 - P_2)}, \quad (1)$$

где y — расстояние от сопловых отверстий, при котором наступает разделение струи на капли,

γ_T — удельный вес топлива в кг/м^3 ,

α — поверхностное натяжение капли в кг/м ,

γ_s — удельный вес воздуха в кг/м^3 ,

ψ — коэффициент сопротивления между воздухом и каплей топлива,

P_1 и P_2 — давление впрыскивания и противодавление (давление в цилиндре) в кг/м^2 ,

β — отношение радиуса кончика струи в момент распада на капли к радиусу кончика струи при выходе из сопловых отверстий.

Вторая формула Трибнигга для определения радиуса капли впрыскиваемого топлива имеет вид

$$r = \frac{\gamma_T}{\gamma_s} \cdot \frac{\alpha \beta^4}{\psi (P_1 - P_2)}, \quad (2)$$

или после подстановки значения

$$P_1 - P_2 = \frac{\gamma_T}{2g} W_0^2$$

получаем

$$r = 2g \frac{\alpha \beta^4}{\gamma_s \psi W_0^2}, \quad (3)$$

где W_0 — скорость струи при выходе из сопловых отверстий.

Если сравнить данные радиуса капли по ф-ле (2) с опытными данными, то при больших давлениях получаются вполне удовлетворительные результаты, а при низких давлениях ф-ла (2) дает капли, во много раз больше опытных.

На основе этого явления теория Трибнигга подвергается критике со стороны ряда исследователей, например Засс считает для малых противодавлений ф-лу (2) совершенно непригодной, приводя для доказательства табл. 1 при противодавлении $P_2 = 1 \text{ атм}$.

Таблица 1

Давление распыливания в атм P_1 . .	100	150	200
Удельный вес воздуха γ_s (при 760 мм и 20° Ц)	1,204	1,204	1,204
Диаметр капли по ф-ле (2) в мм	0,516	0,344	0,258
То же полученный из опыта в мм от	0,035	0,03	0,02
» » » » » » » до	0,005	0,004	0,003

Согласно этой таблице Засс утверждает, что диаметр капли по Трибниггу получается от 15 до 100 раз больше, чем по опытам.

Засс в этом примере рассуждает односторонне.

В этих условиях по ф-ле (1) (Трибнигга) получается, что разрушение струи и превращение ее в капли должно получиться примерно на расстоянии от 367 до 737 мм от сопловых отверстий. Засс же в своих опытах улавливал капли на расстоянии всего 200 мм, т. е. улавливались не действительные капли, а капли, полученные при раздроблении струи при ударе об улавливаемую жидкость. Это делает его опытные данные при низких противодавлениях неприемлемыми.

Далее Засс останавливается на ф-ле (3) (Трибнигга) и утверждает, что она не может быть верной для процесса распыливания в целом, так как при

уменьшении W_0 до нуля формула дает каплю в виде диска с бесконечно большим диаметром.

Можно полагать, что числовые величины α и коэффициента трения ϕ , принятые Трибнигом, не соответствуют их действительным величинам, и нельзя согласиться с тем, что при ω_0 радиус капли превратится в бесконечность. Что значит $\omega_0 = 0$?

Это означает, что нет никакого движения, жидкость находится в состоянии покоя, свободная поверхность ее принимает вид плоскости.

Некоторые критикуют гипотезу Трибнига, согласно которой разрушение струи происходит вследствие трения между струей и воздухом.

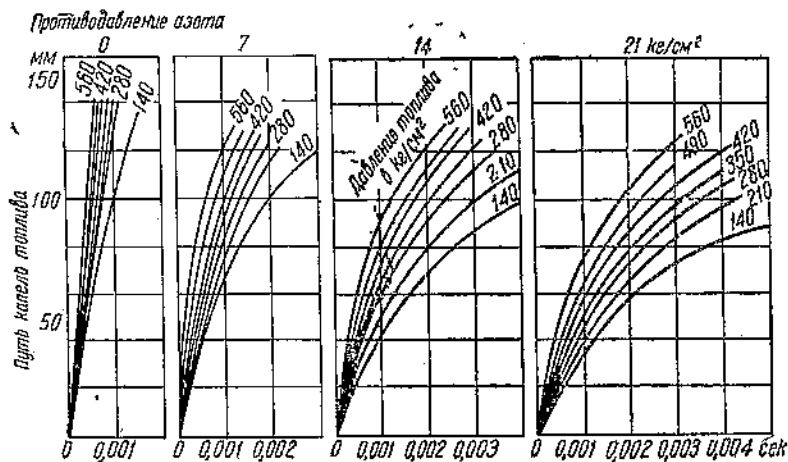
Трибниг рассматривает процесс в сжатом воздухе, но он не утверждает, что в безвоздушном пространстве не должно произойти распыления. Повидимому, в безвоздушном пространстве будут влиять другие факторы, например, вполне возможно, что в безвоздушном пространстве при впрыскивании под высоким давлением струя разрушится вследствие ее мгновенного расширения.

Конечно, в теории Трибнига есть ряд допущений и неточностей, но это отнюдь не говорит о том, что его теория неприменима. Именно в условиях работы двигателя теория Трибнига заслуживает внимания и при удачном разрешении отдельных спорных вопросов вполне может быть применима при проектировании впрыскивающей системы.

§ 2. Дальнобойность капли

Одним из существенных недостатков бескомпрессорного двигателя является плохое перемешивание топлива с воздухом.

Для своевременного и интенсивного горения отдельных частиц топлива следует обеспечить последние определенным количеством кислорода.



Фиг. 1

Частицы кислорода в камере сгорания находятся почти в неподвижном состоянии, поэтому необходимо равномерное распределение всех частиц топлива по всей камере сгорания. Для этого требуется точное определение дальнобойности капли в зависимости от давления впрыскивания или от скорости истечения топлива из сопловых отверстий.

Достаточно полные опыты по изучению дальнобойности струи были проведены Миллером и Бердслеем в аэродинамической лаборатории им. Ланглей¹.

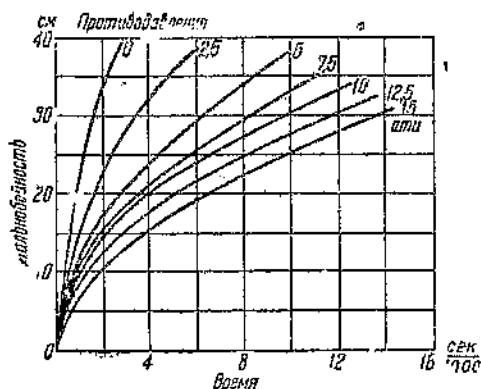
¹ За сс, Бескомпрессорные двигатели Дизеля, стр. 71.

В этой же лаборатории по изучению дальности струи были проведены опыты Зассом в условиях, приближающихся к действительным. Согласно проведенным опытам в лаборатории им. Ланглей Засс приходит к выводу, что с повышением давления впрыскивания дальность топлива повышается (фиг. 1), а с повышением противодействия дальность струи падает (фиг. 2).

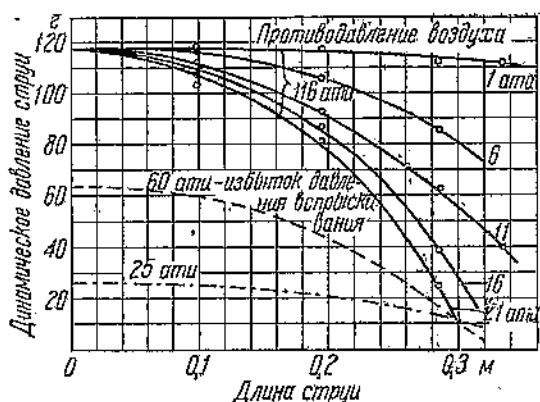
Более поздние опыты аэродинамической лаборатории им. Ланглей по изучению дальности струи показывают, что с повышением числа оборотов распределительного вала (при повышающей скорости плунжера) дальность струи растет. К таким же выводам пришли в своих опытах Нейман и др.

Однако, опыты Рима и Робертсон—Маттиуса¹, проведенные ранее рассмотренных, доказывают обратное явление, т. е. с повышением давления впрыскивания дальность струи падает.

Из рассмотрения упомянутых кривых видно, что с увеличением противодействия, при одном и том же давлении распыливания, динамическая сила



Фиг. 2



Фиг. 3

струи падает и с возрастанием давления распыла топлива, при одном и том же противодействии, динамическое давление струи тоже падает.

Из опытных кривых Рима (фиг. 3) видно, что чем выше противодействие и давление впрыскивания, тем ближе к сопловым отверстиям пересекаются кривые динамического давления.

Очевидно, точка их пересечения в действительных условиях работы двигателя при более высоких противодействиях и давлениях впрыскивания лежит около сопловых отверстий.

Следовательно, кривые Рима (фиг. 3) нужно рассматривать за точкой их пересечения.

В этом случае они ясно показывают, что с повышением давления впрыскивания дальность капли падает.

На фиг. 4 приведены киноснимки струи по Робертсон—Матьюса². Из снимков этой фигуры также можно установить, что с повышением давления впрыскивания дальность капли падает.

Если это так, то почему опытные данные Миллера, Бердслея, Засса и др. показывают, что с повышением давления дальность капли повышается, т. е. почему мы получаем два противоположных вывода опытных исследований.

Для выяснения этого вопроса надо обратиться к методам проведения этих опытов.

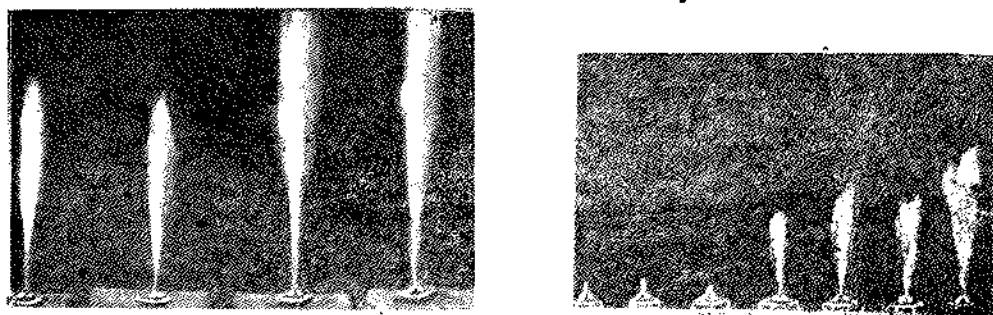
¹ Засс, Бескомпрессорные двигатели Дизеля, стр. 67, изд. 1931 г.

² Засс, Бескомпрессорные двигатели Дизеля, стр. 69, фиг. 44.

В опытных установках Засса и аэродинамической лаборатории им. Лангеля топливо впрыскивалось в обыкновенных условиях, т. е. применялся обыкновенный топливный насос с топливным жулаком и форсункой закрытого типа. В этих условиях при постоянном числе оборотов не могло остаться постоянным давление впрыскивания в период подачи, так как после отсечки и закрытия нагнетательного клапана насоса еще значительное количество топлива могло попасть в цилиндр с понижаящим давлением до полного закрытия иглы.

В наших опытах были засняты диаграммы давления у сопловых отверстий электропневматическим индикатором тепловозной лаборатории ММИ им. Баумана (см. подробное изложение ниже).

На основании указанных опытов было установлено, что при данном числе оборотов двигателя давление топлива перед сопловыми отверстиями резко меняется. До отсечки, соответствующей максимуму кривой, давление повышается, а после отсечки, до закрытия иглы, давление подаваемого топлива падает.



Фиг. 4

Вполне возможно, что в опытных установках Засса и других установках заснятые струи производились после отсечки, так как киноаппарат пускался с момента открытия форсуночной иглы и промежуток времени между снимками струи равнялся максимум 0,001 сек., что могло равняться продолжительности впрыскивания с момента открытия иглы до отсечки, вследствие этого снимки могли быть произведены после отсечки, т. е. после открытия перепускного клапана насоса.

На фиг. 5 представлены кривые, построенные по диаграммам давления в форсунке при разных числах оборотов двигателя, где дано изменение давления перед сопловыми отверстиями после отсечки в зависимости от времени.

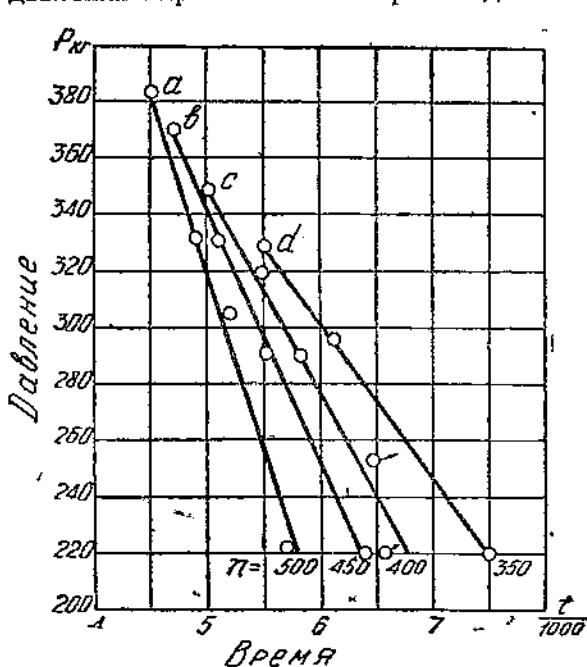
Точки *a*, *b*, *c* и *d* на этих кривых соответствуют максимальным давлениям в форсунке при разных числах оборотов. Из этого следует, что с повышением числа оборотов двигателя максимальное давление перед сопловыми отверстиями повышается.

Если предположить, что в вышеперечисленных опытах Миллера, Бердслея, Засса и др. были зафиксированы максимальные давления, то давления, соответствующие точкам *a*, *b*, *c* и *d* на фиг. 5, будут соответствовать давлениям, отмеченным на кривых фиг. 1. Следовательно, кривая на фиг. 1 с максимальным давлением 560 *ати* соответствует кривой на фиг. 5 при 500 об/мин с максимальным давлением в точке *a* 385 *кг*. Сравнивая две выбранные кривые между собой, мы видим, что каждой точке кривой при 560 *ати* (фиг. 1) соответствует свое давление, и чем меньше дальнотбойность, тем выше давление.

Судя по расположению кривых на фиг. 5, чем выше максимальное давление, тем резче падает давление в период подачи. Сравнивая по расположе-

нию кривых фиг. 1 с фиг. 5, каждая вышележащая кривая на фиг. 1 соответствует каждой нижележащей кривой на фиг. 5. Поэтому по расположению кривых двух этих фигур также видно, что с повышением давления топлива дальность капли падает.

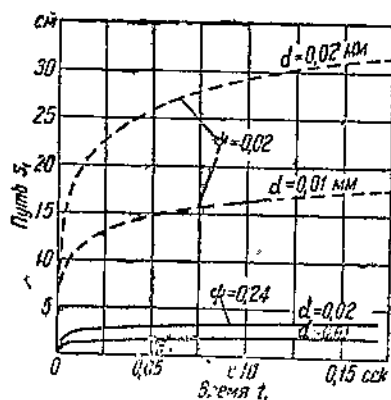
Посмотрим теперь, как меняется дальность капли в зависимости от давления впрыскивания и противодействия по теоретическим данным.



Фиг. 5

По теоретическим выводам Засса¹, уравнение для определения дальности капли топлива принимает вид

$$S_1 = \frac{4\gamma_T r}{3\psi \gamma_s} \ln \left(1 + \frac{3\psi \gamma_s}{4\gamma_T r} \cdot w_0' t_1 \right), \quad (4)$$



Фиг. 6

где S_1 — путь, пройденный каплей топлива в зависимости от начальной скорости капли w_0' , радиуса капли r и времени t_1 . Такую же формулу вывел Синевский². Спорным вопросом в этой формуле является выбор коэффициента трения ψ .

Засс построил кривые по ф-ле (4) при различных значениях t_1 , приняв одновременно $w_0' = 240$ м/сек = const и $r = 0,005$ мм, в результате чего пришел к выводу, что коэффициент трения ψ ближе к 0,02 (фиг. 6).

Ввиду неточных данных по коэффициенту трения Засс не рекомендует пользоваться формулой ввиду того, что с уменьшением коэффициента ψ дальность капли сильно растет.

Здесь следует отметить, что скорость w_0' , входящая в ф-лу (4), является начальной скоростью капли, а не начальной скоростью струи w_0 , как это принято Зассом при построении кривых фиг. 6.

Начальная скорость капли должна быть равна конечной скорости струи, при которой она распадается на капли.

Из равенства расходов при выходе струи из сопловых отверстий и в момент распада струи на капли имеем

$$w_0 \pi x_0^2 = w_0' \pi x^2,$$

откуда находим

$$w_0' = \frac{x_0^2}{x^2} w_0 = \frac{w_0}{\beta^2}, \quad (5)$$

¹ Засс, Бескомпрессорные двигатели Дизеля, стр. 64.

² Синевский, Бескомпрессорные дизеля.

где w_0 — начальная скорость струи,
 x_0 — начальный радиус струи,
 w_0' — скорость струи при расщеплении на капли,
 x — радиус струи в момент расщепления,
 $\beta = \frac{x}{x_0}$.

Принимая по Трибниггу

$$\beta = 1,465,$$

получим

$$w_0' = \frac{w_0}{2,15},$$

т. е. начальная скорость капли меньше начальной скорости струи примерно в два раза.

Кроме этого, Засс подобрал для t_1 слишком большие значения, например при $t_1 = 0,075$ сек. (в среднем), капля должна долететь до своего воспламенения, при этом кривошип успеет повернуться на угол $\varphi = 6\pi t_1 = 225^\circ$ при $n = 500$ об/мин, т. е. капли не сгорят.

Также следует заметить, что, задавшись начальной скоростью капли, нельзя задаваться радиусом ее, так как по выводам Трибнигга и по опытным данным радиус капли зависит от начальной скорости капли.

Учитывая все эти обстоятельства, исследуем ф-лу (4) для установления коэффициента трения ψ .

Подставив в ф-лу (4) вместо r его значение из ф-лы (3) и заменив w_0' ее значением из уравнения (5), получим

$$S_1 = \frac{8\alpha\gamma_T\beta^4}{3\gamma_s^2\psi^2w_0^2} \ln \left(1 + \frac{3\gamma_s^2\psi^2w_0^3}{8\alpha\gamma_T\beta^6} t_1 \right). \quad (6)$$

Если примем по Трибниггу

$$\alpha = 0,003 \text{ кг/м}, \beta = 1,465, \gamma_T = 900 \text{ кг/м}^3 \text{ и}$$

$$\gamma_s = 11 \text{ кг/м}^3, \text{ то ур-ние (6) примет вид}$$

$$S_1 = \frac{2,08}{w_0^2\psi^2} \ln(1 + 0,174 w_0^3 \psi^2 t_1). \quad (7)$$

Для $w_0 = 200 \text{ м/сек}$ ур-ние (7) переписывается

$$S_1 = 0,000067 \frac{1}{\psi^2} \ln(1 + 1\,392\,000 \psi^2 t_1).$$

Из этого уравнения при различном t_1 получаем значения S_1 при $\psi = 0,02$.

$t_1 = 0,002$	0,004	0,006	0,008	0,01
$S_1 = 0,41$	0,525	0,596	0,646	0,686

при $\psi = 0,04$

$t_1 = 0,002$	0,004	0,006	0,008	0,01
$S_1 = 0,162$	0,192	0,211	0,223	0,234

По этой таблице построим кривые фиг. 7, которые показывают, что взятый Трибниггом коэффициент трения $\psi = 0,04$ является более подходящим, так как при $w_0 = \text{const}$ и $r = \text{const}$, масса капли $m = \text{const}$ и $P_1 = \text{const}$.

Следовательно, при $\gamma_s = \text{const}$ пройденный путь капли должен быть ближе к постоянной величине.

Установив таким образом коэффициент трения между воздухом и топливом $\psi = 0,04$, перейдем к анализу ур-ния (4), выведенного Зассом.

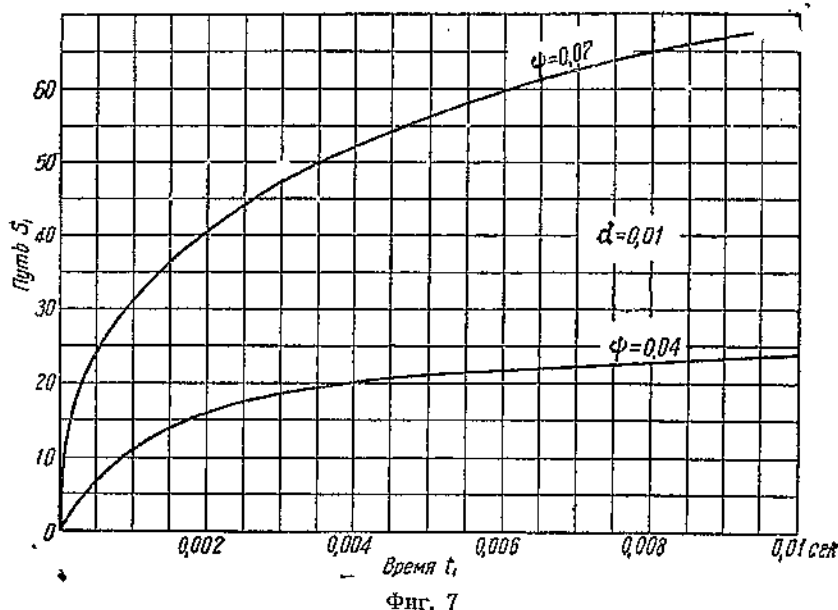
Для данного двигателя только величины ψ и γ_T , входящие в ф-лу (4), могут быть постоянными, все остальные — переменные.

Заменяя в ф-ле (5) w_0 его значением

$$w_0 = \sqrt{2g \frac{P_1 - P_2}{\gamma_T}};$$

получим начальную скорость капли

$$w_0' = \frac{1}{\beta^2} \sqrt{2g \frac{P_1 - P_2}{\gamma_T}}.$$



Фиг. 7

Подставляем это значение в ур-ние (4), и берем r из ф-лы (3). Тогда получим

$$S_1 = \frac{4 \alpha \gamma_T^2 \beta^4}{3 \psi^2 \gamma_s^2 (P_1 - P_2)} \ln \left(1 + \frac{3 \psi^2 \gamma_s^2 (P_1 - P_2) \sqrt{P_1 - P_2} \sqrt{2g}}{4 \alpha \beta^6 \gamma_T^2 \sqrt{\gamma_T}} t_1 \right). \quad (8)$$

Если в этом уравнении заменим удельный вес воздуха γ_s

$$\gamma_s = \frac{P_2 \cdot 10^4}{R T_2} = \frac{10^4 P_2}{29,3 T_2},$$

а также примем по Трибнигу

$$\alpha = 0,003 \text{ кг/м}; \quad \psi = 0,04$$

и подставим $P_1 = 300 \text{ атм}$ и $\gamma_T = 870 \text{ кг/м}^3$,

как это было принято при построении опытных кривых фиг. 2, то получим

$$S_1 = \frac{0,0044 T_2^2}{P_2^2 (300 - P_2)} \ln \left[1 + \frac{944 P_2^2}{T_2^2} (300 - P_2) \sqrt{300 - P_2} t_1 \right]. \quad (9)$$

Принимая $T_2 = 750^\circ \text{K}$ и $P_2 = 10$ *атм*, при различных значениях времени t_1 ф-ла (9) дает

$t_1 = 0,004$	0,008	0,012	0,016
$S_1 = 210$	292	344	382

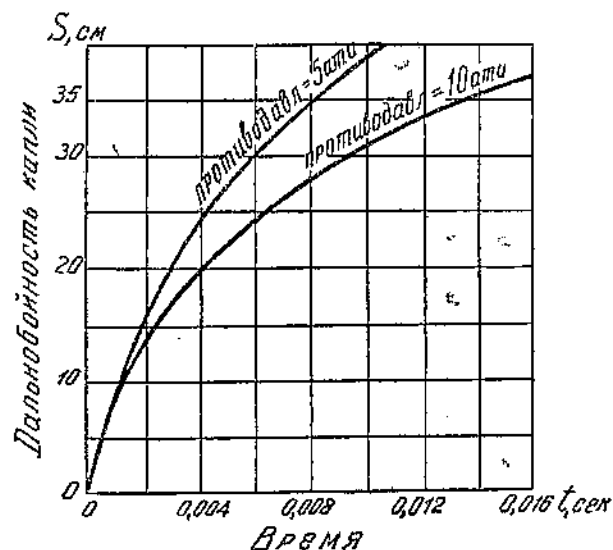
откуда получаем кривую S_1 при $P_2 = 10$ *атм* (фиг. 8).

Если принять $T_2 = 450^\circ \text{K}$ и $P_2 = 5$ *атм*, при различных значениях t_1 , ф-ла (9) дает

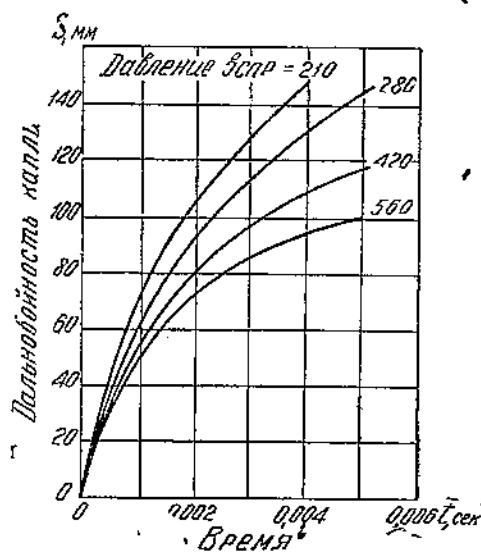
$t_1 = 0,004$	0,008	0,012	0,016
$S_1 = 247$	355	412	480

откуда получаем кривую при $P_2 = 5$ *атм* (фиг. 8).

Сравнивая фиг. 8 с фиг. 2, можем заключить, что кривые, построенные по ф-ле (4) (фиг. 8), полностью соответствуют опытным кривым фиг. 2 как по характеру изменения, так и по расположению и величине, что подтверждает правильность вывода ф-лы (4).



Фиг. 8



Фиг. 9

Построим кривые по ф-ле (8) в условиях опытных кривых фиг. 1. Принимаем $T_2 = 650^\circ \text{K}$, удельный вес азота

$$\gamma_s = \gamma_{az} = \frac{P_2}{R_{az} \cdot T_2} = \frac{10^4 P_2}{30,2 \cdot 650}$$

Если примем $P_2 = 14$ *атм*, $\gamma_T = 850$ кг/м^3 , как это было принято при построении опытных кривых (фиг. 1), и те же значения α и ψ , то ф-ла (8) примет вид

$$S_1 = \frac{16,4}{P_1 - 14} \ln [1 + 0,434 (P_1 - 14) \sqrt{P_1 - 14} t_1], \quad (10)$$

откуда при различных значениях времени t_1 и при определенном значении P_1 получаем значения S_1 .

Таблица 2

$t_1 =$	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006
$P_1 = 210$	65,6	108	127	146,5	162	175
$P_1 = 280$	65	96,4	117	132	144	155
$P_1 = 420$	61	84	95	110	118	125
$P_1 = 560$	56,5	75	86,5	94	100	100

Эти значения нанесены в виде кривых на фиг. 9. Сравнивая эти кривые с соответствующими опытными кривыми (фиг. 1), мы видим, что кривые, построенные по ф-ле (10), сходятся с опытными кривыми по характеру изменения кривых и по величине, но не сходятся по их расположению, т. е. по формуле с повышением давления впрыскивания дальность падает, в то время как опытные кривые (фиг. 1) показывают обратное явление.

Мы указывали, что Засс, ссылаясь на ряд опытных материалов, утверждает, что с повышением давления впрыскивания дальность струи повышается, а как мы видели, его же формула доказывает как раз обратное явление, т. е. с повышением давления впрыскивания дальность падает.

§ 3. Время запаздывания вспышки

Запаздывание вспышки представляет собой время, которое проходит с момента поступления топлива в камеру сгорания до вспышки его.

С целью изучения данного вопроса был проведен ряд экспериментальных исследований.

На фиг. 10 приведены опытные кривые Паль, показывающие результаты исследования времени запаздывания капли весом 0,003 г при различных содержаниях кислорода в воздухе. Из этих кривых видно, что с увеличением процентного содержания кислорода в воздухе заметно уменьшается время запаздывания вспышки.

На фиг. 11 приведена кривая из опытов Хаукса¹, дающая время запаздывания вспышки в зависимости от температуры, которая показывает, что с повышением температуры в камере сгорания время запаздывания вспышки падает. Судя по характеру изменения кривой фиг. 11, при температуре около 480° С и выше время запаздывания вспышки остается почти постоянным.

В опытах Гессельмана, проведенных методом снятия смещенных диаграмм с цилиндра двигателя, время запаздывания вспышки получается в пределах от 0,0025 до 0,002 сек.

Опыты Неймана, проведенные на нескольких двигателях, дают следующие величины запаздывания вспышки:

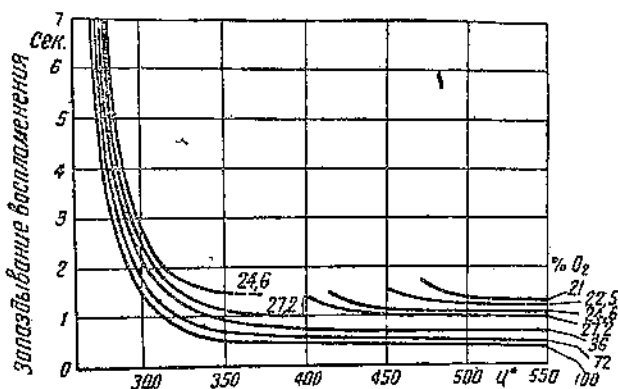
Для 4-цилиндрового двигателя Дейтца 200 э. л. с.—0,08 сек.

Для 2-цилиндрового двигателя Юнкерса 160 э. л. с.—0,00486 сек.

Для 2-цилиндрового предкамерного двигателя Картинга 300 э. л. с.—0,00935 сек.

Можно привести еще ряд опытных данных Орманди, Бирда, Девиса, Гиффена и др., которые имеют огромное значение для изучения времени запаздывания вспышки. Эти опытные материалы не могут иметь практического применения, так как они дают лишь совокупность всех факторов, влияющих на запаздывание вспышки, и не выявляют воздействия каждого фактора в отдельности, отчего при разных методах проведения опытов получаются различные результаты.

Более практическое значение имеет теоретическое исследование по определению времени запаздывания вспышки.



Фиг. 10

¹ Засс, Бескомпрессорные двигатели Дизеля, стр. 28, изд. 1931 г.

Сложность теоретического исследования заключается в сложности и неизвестности процесса, происходящего с момента поступления топлива в камеру сгорания до момента вспышки. До сегодняшнего дня не установился единый взгляд на явления, имеющие место с момента поступления в цилиндр топлива до сгорания. Каждый исследователь в основу своей теории кладет свою гипотезу. Например, Нейман объясняет процесс, происходящий с момента поступления топлива в камеру сгорания до вспышки, следующим образом: „Так как топливо вводится в камеру сгорания в жидком виде, то в течение первых мгновений имеются налицо две фазы — жидкая и газовая, поэтому химические реакции могут протекать только в слое раздела этих фаз.

Характер этих реакций зависит от природы топлива. Горючие нефтяного происхождения выделяют в начале процесса водород. Получившиеся таким путем ненасыщенные соединения окисляются, образуя сначала перекись, а затем продукты дальнейшего окисления. Таковы основные реакции, происходящие в капле в направлении от пограничного слоя капли к ее центру. При этом по Нейману капля постепенно уменьшается, переходя в газообразное состояние, и когда температура в центре капли достигнет температуры самовоспламенения, радиус жидкой капли превращается в нуль, и наступает ее взрыв.

На основе этого предположения для определения приближенного значения времени запаздывания вспышки Нейман выводит уравнение

$$t_1' = \frac{r \gamma_T c_T (T_T - T_0)}{3 \left[K(T_2 - T_0) + \frac{DQ_0 c_0}{\Delta} \right]} = \frac{T_T - T_0}{A(T_2 - T_0) + B},$$

$$A = \frac{3\kappa}{r \gamma_T c_T}; \quad B = \frac{3DQ_0 c_0}{r \gamma_T c_T \Delta},$$

где c_T — теплоемкость топлива в $\text{кал/кг}^\circ\text{C}$,

T_T — абсолютная температура вспышки капли,

T_0 — абсолютная температура в начале подачи топлива,

T_2 — абсолютная температура сжатого воздуха,

K — коэффициент теплопередачи в $\text{кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}$,

D — коэффициент диффузии в $\text{м}^2/\text{час}$,

Q_0 — теплота, необходимая для реакции одной моли прореагировавшего кислорода в кал/мол ,

c_0 — концентрация кислорода в начале подачи (при $t_1' = 0$) в мол/м^3 ,

Δ — толщина пограничного слоя в м .

Если примем по Нейману

при

$$K = 200 \text{ кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}, \quad r = 5 \cdot 10^{-6},$$

$$A = 0,283 \cdot 10^{-6}, \quad B = 176,4 \cdot 10^{-6}$$

и положим

$$T_0 = 373^\circ \text{K} \text{ и } T_T = 573^\circ \text{K},$$

то по ф-ле (11) (формула Неймана) при различных температурах сжатого воздуха τ_2 получаем:

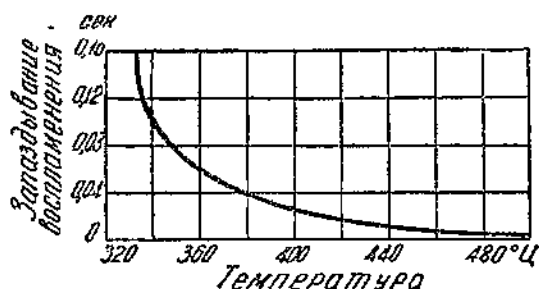
$\tau_2 =$	350	400	450	500
$t_1' =$	0,003	0,00273	0,00264	0,0025

Эти значения довольно близки к опытным данным Хаукса (фиг. 11) при высоких температурах сжатого воздуха.

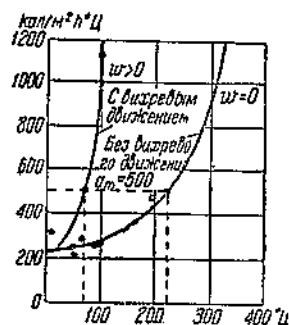
Однако, нельзя согласиться с гипотезой Неймана, ибо весьма сомнительно, чтобы при наличии химической реакции в капле топлива вокруг движущейся капли образовался газовый пограничный слой и в нем — диффузия.

С другой стороны, весьма необоснованно принят Нейманом коэффициент теплопередачи $K = 200 \text{ кал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}$.

На фиг. 12 приведены опытные кривые Неймана, из которых видно, что при неподвижном воздухе (кривая $w = 0$) коэффициент теплопередачи K при 300°С сжатого воздуха доходит почти до $1000 \text{ кал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}$.



Фиг. 11



Фиг. 12

Кроме того, Гиттис на основе опытов Гартнера и Сибириха¹ приводит эмпирическую формулу $K = 190 \gamma_e^{1,16}$, согласно которой также следует, что коэффициент теплопередачи K от воздуха к капле может быть больше тысячи. Но Нейман предполагает, что такие высокие значения получились не вследствие физической природы самого коэффициента теплопередачи, а вследствие химических реакций, при которых получается как бы самонагревание капли.

Если это так происходит в действительности, то незачем вводить коэффициент теплопередачи, так как при химических реакциях на поверхности капли температура должна быть выше температуры сжатого воздуха и тепло будет передаваться не от воздуха к поверхности капли, а наоборот, от поверхности капли к воздуху. Если нагревание капли происходит от теплопередачи между воздухом и каплей, то величина K может дойти до 1000 и больше.

Гаусбранд² на основе наблюдений над конденсаторами выводит уравнение для определения K между паром при атмосферном давлении и водой в медных трубах

$$K = 750 \sqrt{w_n^3 / 0,007 + w_{вод}}$$

где w_n — скорость пара, а $w_{вод}$ — скорость воды.

По этой формуле при скорости пара 4 м/сек и различных скоростях воды получаем:

$w_{вод} \text{ м/сек}$	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
K	1550	1724	1892	2026	2174	2280	2400

Эти кривые показывают, что K между паром и водой через стенки медной трубы доходит до $2000 \text{ кал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}$ и выше.

Можно еще привести целый ряд опытных данных из области теплотехники, где K доходит до 3000 и выше. Следовательно, в наших условиях, где нет никаких преград, при непосредственном соприкосновении нагретого до $400\text{--}500^\circ\text{С}$ воздуха к жидкости не удивительно будет, если коэффициент теплопередачи дойдет до $1000 \text{ кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{С}$ и выше.

¹ Гиттис. Применение двигателя Дизеля в автомобилях и тракторе, изд. 1932 г., стр. 22.

² Гаусбранд. Выпаривание, конденсация и охлаждение, изд. 1931 г., стр. 390

На этом основании и на основании опытных данных Неймана (фиг. 12), если примем $K = 1000 \text{ кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{С}$, то по уравнению Неймана время запаздывания вспышки получается:

τ_2	350	400	450	500
t_1'	0,00144	0,0012	0,00108	0,000975

Судя по этим данным, формула Неймана [ур-ние (10)] дает слишком преуменьшенные значения t_1' по сравнению с опытными данными (фиг. 11).

Гиттис предполагает, что нагревание капли от момента поступления в камеру сгорания до вспышки происходит путем непосредственной передачи тепла от воздуха к топливу.

На этом основании уравнение, выведенное Гиттисом для капли, принимает вид

$$t_1' = \frac{r \gamma_T c_T (\tau_2 - \tau_T)}{3 \left\{ K(\tau_2 - \tau_0) + c \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right] \right\}}, \quad (11a)$$

где c_T — теплоемкость топлива в $\text{кал/кг}^\circ\text{С}$,

τ_2 — температура конца сжатия в $^\circ\text{С}$,

τ_T — температура вспышки топлива в $^\circ\text{С}$,

τ_0 — температура топлива в момент подачи в $^\circ\text{С}$,

γ_T — удельный вес топлива в кг/м^3 .

Входящий в это уравнение член

$$c \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right]$$

является формулой Стефана-Больцмана, дающей закон теплопередачи лучепусканием, где постоянный, опытный коэффициент, установленный Нуссельтом, $c = 0,362$.

Если примем $r = 5 \cdot 10^{-6} \text{ м}$; $\gamma_T = 900 \text{ кг/м}^3$; $c_T = 0,5 \text{ кал/кг}^\circ\text{С}$; $\tau_T = 300^\circ\text{С}$; $\tau_0 = 100^\circ\text{С}$ и $K = 1000 \text{ кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{С}$, то по ур-нию (11a) (Гиттиса) при различных температурах сжатого воздуха τ_2 получаем следующие значения времени запаздывания вспышки t_1'

τ_2	350	400	450	500
t_1'	0,00054	0,0009	0,00115	0,00182

Сравнивая эти величины с опытными данными (фиг. 11), время запаздывания вспышки получается почти в 100 раз меньше, чем полученные из опытов. Кроме этого, по формуле Гиттиса с повышением температуры сжатия t_1' повышается (что сомнительно в действительности). Поэтому формула Гиттиса для определения времени запаздывания вспышки не может быть применена.

Совершенно иного предположения держится Брилинг¹.

Рассматривая капли в статическом состоянии в сжатом воздухе, Брилинг предполагает, что нагревание капли до температуры вспышки происходит от потока тепла из бесконечно распространенного изотропного тела, имеющего в бесконечно удаленной точке температуру сжатия τ_2 .

На основе этого предположения Брилинг выводит формулу:

$$t_1' = \frac{r^2 \gamma_T c_T}{3 \lambda_1} \ln \left(\frac{\tau_2 - \tau_0}{\tau_2 - \tau_T} \right), \quad (12)$$

где λ_1 — коэффициент теплопроводности воздуха в $\text{кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{С}$. Эту же самую формулу вывел Рим еще в 1924 г., но дело в том, что эта формула дает слишком преуменьшенное значение времени запаздывания вспышки.

¹ Брилинг, Двигатели внутреннего сгорания, изд. 1935 г., стр. 132.

Если зададимся $\gamma_T = 900 \text{ кг/м}^3$, $c_T = 0,5 \text{ кал/кг}^\circ\text{С}$, $r = 5 \cdot 10^{-6} \text{ м}$, $\lambda_1 = 0,045 \text{ кал/м час}^\circ\text{С}$, $\tau_0 = 100^\circ\text{С}$, $\tau_T = 300^\circ\text{С}$, то при различных значениях τ_2 получаем:

τ_2	350	400	450	500
t_1'	0,00048	0,00033	0,00025	0,00021

Сравнивая эти данные с опытными данными (фиг. 11), легко заметить, что величины времени запаздывания вспышки по формуле Брилинга и Рима (у-ние 12) слишком преуменьшены. Это доказывает, что гипотеза Брилинга и Рима не соответствует действительности. Вследствие этого данная формула практически неприменима.

Отсюда следует, что все эти теоретические выводы, основанные на различных гипотезах, дают величину запаздывания вспышки, далеко не соответствующую экспериментальным данным.

Предположим, что взрыв капли получается тогда, когда капля прогреется полностью до температуры самовоспламенения топлива.

Количество тепла, передаваемое капле от воздуха, зависит от разности температур между воздухом и каплей, от коэффициента теплопередачи K и от величины поверхности капли, а количество тепла, поглощаемое каплей, зависит от веса данной капли и от теплоемкости топлива.

На основе этого предположения можно написать уравнение:

$$4\pi r^2 K (\tau_2 - \tau) \frac{dt_1'}{d\tau} = \frac{4}{3} \pi r^3 \gamma_T c_T, \quad (13)$$

где τ — текущая температура капли в период ее нагревания, остальные обозначения те же, что и выше.

Отсюда

$$dt_1' = \frac{r \gamma_T c_T}{3K} \cdot \frac{d\tau}{\tau_2 - \tau}.$$

Интегрируя данное уравнение в пределах $t_1' = 0 \rightarrow t_1'$ и $\tau = \tau_0 \rightarrow \tau_T$, получим:

$$t_1' = \frac{r \gamma_T c_T}{3K} \ln \left(\frac{\tau_2 - \tau_0}{\tau_2 - \tau_T} \right). \quad (14)$$

Если зададимся $\gamma_T = 900 \text{ кг/м}^3$; $c_T = 0,5 \text{ кал/кг}^\circ\text{С}$; $\tau_0 = 100^\circ\text{С}$; $\tau_T = 300^\circ\text{С}$; $K = 1000 \text{ кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{С}$; $r = 5 \cdot 10^{-6} \text{ м}$, то у-ние (50) дает следующие значения времени запаздывания вспышки:

τ_2	350	400	450	500
t_1'	0,00433	0,00296	0,0023	0,00187

Эти величины более близки к опытным данным Хаукса (фиг. 11). Если поставить в у-ние (14) значение r из у-ния (3), получим

$$t_1' = \frac{2\alpha g^{3/4} \gamma_T c_T}{3\gamma_a \phi K w_0^2} \ln \left(\frac{\tau_2 - \tau_0}{\tau_0 - \tau_T} \right). \quad (15)$$

При этом было указано выше:

$\alpha = 0,003 \text{ кг/м}$ — поверхностное натяжение капли,

$\phi = 0,04$ — коэффициент трения между воздухом и топливом,

$\beta = 1,465$ — постоянная величина,

w_0 — скорость струи топлива в момент выхода из сопловых отверстий.

В действительных условиях работы двигателя τ_2 почти не меняется. Незначительно меняется также удельный вес воздуха. Следовательно, и коэффициент теплопередачи тоже должен остаться примерно постоянным.

Таким образом, согласно ур-нию (15) время запаздывания вспышки в действительных условиях работы двигателя при данной степени сжатия и температуре вспышки топлива τ_T зависит, главным образом, от скорости истечения струи топлива из сопловых отверстий.

Главную роль в правильности определения времени запаздывания вспышки играет величина коэффициента теплопередачи K , который еще мало исследован экспериментально в условиях рабочего процесса двигателя.

§ 2. Определение главнейших факторов, влияющих на процесс сгорания

К главнейшим факторам, влияющим на процесс сгорания, следует отнести:

- 1) закон изменения скорости струи при выходе из сопловых отверстий в зависимости от дальнобойности капли и времени запаздывания вспышки;
- 2) скорость истечения струи из сопловых отверстий в начале впрыскивания;
- 3) скорость истечения струи в конце подачи топлива;
- 4) угол предварения подачи топлива (начало впрыскивания в цилиндр);
- 5) продолжительность впрыскивания;
- 6) продолжительность горения;
- 7) профиль кулака.

Следует отметить, что до настоящего времени все эти факторы как в производственных условиях, так и при теоретических подсчетах не определяются. Об этих факторах суммарно судят по работе двигателя.

Для того чтобы получить вспышку капли в момент, когда она дойдет до своего назначения, необходимо, чтобы время движения капли при прохождении пути равнялось времени запаздывания вспышки, т. е. мы должны иметь равенство

$$t_1 = t_i,$$

тогда из ур-ний (6) и (14) пройденный путь каплей S_1 , в зависимости от начальной скорости капли, выразится

$$S_1 = \frac{8\alpha g \gamma_T \beta^4}{3\gamma_s^2 \psi^2 \omega_0^2} \ln \left[1 + \frac{900 \gamma_s \psi c_T \omega_0}{K \beta^2} \ln \left(\frac{\tau_2 - \tau_0}{\tau_2 - \tau_T} \right) \right]. \quad (16)$$

В этом уравнении члены α , g , γ_T , ψ и c_T можно рассматривать как постоянные величины. Для данного двигателя при заданной степени сжатия γ_s , τ_2 , τ_0 и τ_T почти также остаются постоянными. Следовательно, в правой части ур-ния (16) остается два члена K и ω_0 , которые могут оказать влияние на дальнобойность капли.

Особенно важную роль играет правильная оценка коэффициента теплопередачи K .

Если переоценим K , то капля даст преждевременную вспышку, не доходя до своего места назначения, если же K недооценим, то капля, дойдя до своего места назначения, не даст вспышки и упадет на металлическую поверхность цилиндра. Но, к сожалению, для правильной оценки K еще нет точных данных, и остается широкое поле деятельности для экспериментаторов в области исследования коэффициента теплопередачи K в условиях рабочего процесса двигателя.

Для наглядности и дальнейшего пользования построим кривую по ур-нию (16).

Если зададимся $\gamma_T = 900 \text{ кг/м}^3$; $c_T = 0,5 \text{ кал/кг}^\circ\text{C}$; $K = 1000 \text{ кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}$; $\tau_0 = 100^\circ\text{C}$; $\tau_T = 300^\circ\text{C}$; $\tau_2 = 500^\circ\text{C}$; $\gamma_s = 11 \text{ кг/м}^3$ (при $P_2 = 25$ и $T_2 = 773^\circ\text{K}$) и примем по Трибниггу $\alpha = 0,003 \text{ кг/м}$, $\psi = 0,04$, $\beta = 1,465$, то ур-ние (16) примет вид

$$S_1 = \frac{1680}{\omega_0^2} \ln (1 + 0,062 \omega_0), \quad (17)$$

откуда при различных значениях w_0 получаем:

w_0 м/сек	50	100	150	200	250	300
S_1 мм	950	331	174	109	75,5	55,6

По вышеуказанным данным построена кривая (фиг. 13). Из нее видно, что даже при начальной скорости струи $w_0 = 300$ м/сек, чему соответствует давление впрыскивания $P_1 = 430$ атм (при $P_2 = 25$ атм), капля воспламеняется на расстоянии 52 мм от форсунки, а при $w_0 = 100$ м/сек, чему соответствует $P_1 = 70$ атм, капля зажигается на расстоянии 332 мм от форсунки. Следовательно, если диаметр цилиндра больше 664 мм, то одной форсункой нельзя подать топливо так, чтобы капли топлива достигли стенок цилиндра.

Нанесем на этой же планшетке кривую времени t_1 по ур-нию (15) при $t'_1 = t_1$.

При тех же данных $\alpha = 0,003$ кг/м; $\psi = 0,04$; $\beta = 1,465$; $\gamma_T = 900$ кг/м³; $c_T = 0,5$ кал/кг°C; $K = 1000$ кал/м² час°C; $\tau_0 = 100^\circ\text{C}$; $\tau_T = 300^\circ\text{C}$; $\tau_2 = 500^\circ\text{C}$; $\gamma_s = 11$ кг/м³ ур-ние (15) примет вид

$$t_1 = \frac{224}{w_0^2} \text{ сек.}, \quad (18)$$

откуда при различных значениях w_0 получаем:

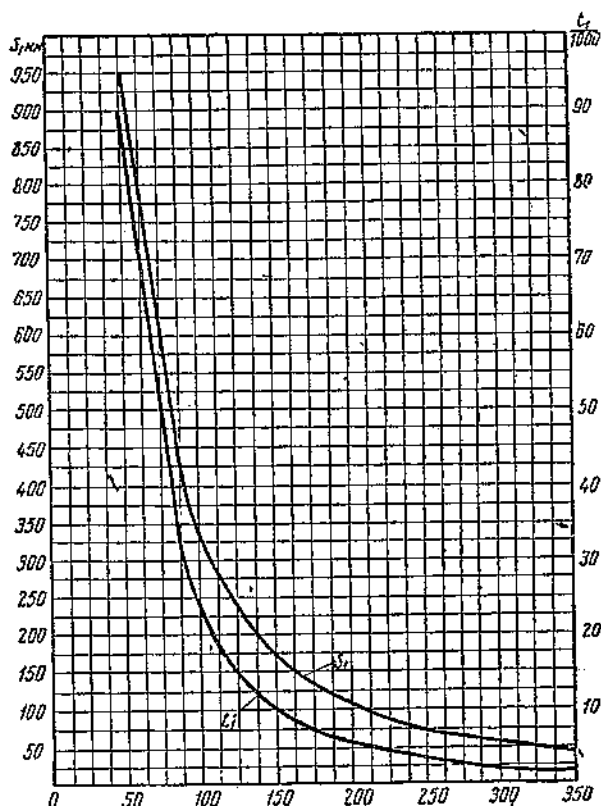
w_0 м/сек	50	100	150	200	250	300
$1000 t_1$	89,8	24,4	9,96	5,6	3,58	2,5

Построенная кривая по этой таблице представлена на фиг. 13.

Обе кривые S_1 и t_1 , приведенные на фиг. 13, дают возможность разрешать различные вопросы при проектировании впрыскивающей системы. Например, дан радиус цилиндра R_n в мм и принимаем, что γ_T , γ_s , τ_0 , τ_T и τ_2 соответствуют выше рассмотренным величинам при построении кривых S_1 и t_1 (фиг. 13). Предположим, что подача топлива производится с понижающимся давлением или с понижающейся скоростью истечения струи.

Тогда, откладывая по оси координат $R_n = S_1$ (фиг. 13), соответствующая абсцисса кривой S_1 дает минимальную скорость истечения струи $w_{\min}$ в конце подачи, а ордината кривой t_1 при $w_{\min}$ даст максимальное время запаздывания вспышки последней капли $t_{\max}$.

Если по прочности топливного насоса будет ограничено максимальное давление впрыскивания и, следовательно, максимальная скорость истечения струи $w_{\max}$, то ордината кривой t_1 при $w_{\max}$ даст минимальное время запаздывания вспышки $t_{\min}$ в начале подачи первой капли.



Фиг. 13

Допустим, что мы хотим дать первую вспышку при положении поршня в в.м.т., тогда впрыскивание должно начать в точке A (фиг. 14) при угле

$$\varphi_{\min} = 6nt_{\min} \text{ до в.м.т.} \quad (19)$$

Предположим, что необходимо закончить сгорание в точке B на угол

$$\varphi_2 = 6nt_2 \text{ за в.м.т.,}$$

где t_2 — время продолжительности горения.

Тогда нужно закончить подачу в точке C на угол

$$\varphi_{\max} = 6nt_{\max},$$

т. е. продолжительность подачи будет соответствовать углу

$$\varphi_s = \varphi_2 + \varphi_{\min} - \varphi_{\max} = 6n(t_2 + t_{\min} - t_{\max}),$$

или продолжительность подачи t_s в секундах выразится

$$t_s = \frac{\varphi_s}{6n} = t_2 + t_{\min} - t_{\max}. \quad (20)$$

Если предположим, что продолжительность горения t_2 меняется пропорционально продолжительности впрыскивания t_s , то при коэффициенте пропорциональности β'

$$t_2 = \beta' t_s.$$

В этом случае продолжительность впрыскивания будет:

$$t_s = \frac{t_{\max} - t_{\min}}{\beta' - 1}, \quad (21)$$

где β' должна быть всегда больше единицы.

При $\beta' = 2$, т. е. $t_2 = 2t_s$, уравнение (21) примет вид

$$t_s = t_{\max} - t_{\min}. \quad (22)$$

Предположим, что подача топлива происходит с повышающим давлением или с повышающейся скоростью истечения струи w_0 , тогда $w_{\min}$ будет соответствовать началу подачи, $t_{\max}$ — времени запаздывания вспышки (в начале подачи) первой капли, а $w_{\max}$ и $t_{\min}$ — соответственно концу подачи. В этом случае впрыскивание должно начать при угле

$$\varphi_{\max} = 6nt_{\max}$$

(вместо $6nt_{\min}$ — при подаче топлива с понижающим давлением), т. е. угол опережения подачи при подаче топлива с повышающим давлением получается больше, чем при понижающем, что нежелательно.

Кроме этого, продолжительность подачи топлива с повышающим давлением выразится

$$t_s = \frac{t_{\max} - t_{\min}}{1 - \beta'},$$

т. е. коэффициент β' должен быть всегда меньше единицы. Это значит, что $t_s > t_2$ и при t_s неизменном $t_2 < t_{\max} + t_{\min}$ и подачу топлива должны закончить до в.м.т., что и доказывается вышеприведенными опытными данными при больших опережениях подачи.

Зависимость скорости истечения струи w_0 от времени движения капли t_1 [уравнение (18)] дает нам возможность определить суммарное сечение сопловых отверстий Σf при изменении t_1 от $t_{\min}$ до $t_{\max}$.

Если обозначим количество топлива, потребное на цикл, через $b \text{ м}^3$ и примем, что в элемент времени dt , скорость струи w , остается постоянной, то элементарное количество топлива db в элемент времени выразится

$$db = \Sigma f w_0 dt'_B. \quad (23)$$

Для того чтобы можно было интегрировать уравнение (23), необходимо заменить начальную скорость струи w_0 временем продолжительности впрыскивания t'_0 :

Если предположим, что продолжительность горения t_2 имеет не конечное значение, а какое-либо промежуточное значение t'_2 , то $t_{\max}$ также будет иметь промежуточное значение времени запаздывания вспышки (фиг. 14).

В этих условиях продолжительность впрыска t_s должно иметь то же промежуточное значение t_s' . Следовательно, согласно обозначениям на фиг. 14 можем написать

$$t'_s - t_{\min} = t'_2 - t_1,$$

откуда

$$t'_0 \left(\frac{t'_2}{t'_0} - 1 \right) = t_1 - t_{\min}$$

или, принимая

$$t_2 : t'_2 = 3 = 2,$$

ПОЛУЧИМ

$$t_1 = t'_0 + t_{\min},$$

Подставляя значение t_1 из последнего уравнения в уравнение (18), получим

$$t'_g = \frac{224}{\omega_0^2} - t_{\min},$$

откуда

$$w_0 = \sqrt{\frac{224}{t'_p + t_{\min}}}.$$

Подставляя значение w_0 из последнего уравнения в уравнение (23), получим

$$db = \Sigma f \sqrt{\frac{224}{t_s' + t_{\min}}} \cdot dt_s', \quad (24)$$

откуда после интегрирования будем иметь

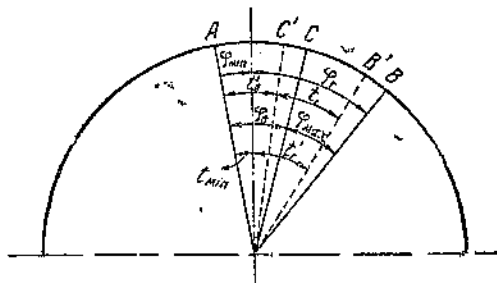
$$b = 2 \cdot \sqrt{224 \Sigma f} \sqrt{t'_g + t_{\min}}$$

или суммарное сечение сопловых отверстий в общем виде

$$\Sigma f = \frac{b}{2\sqrt{224} \cdot \sqrt{t_n' + t_{min}}} = \frac{b}{2\sqrt{224} \cdot \sqrt{t_1}}. \quad (25)$$

Если проинтегрируем ур-ние (24) в пределах от $t'_s = 0$ до $t'_s = t_s = t_{\max} - t_{\min}$, получим общее сечение сопловых отверстий

$$\sum f = \frac{b}{2\sqrt{224}(\sqrt{t_{\max}} - \sqrt{t_{\min}})}. \quad (26)$$



Фиг. 14

По начальной скорости струи нетрудно определить скорость плунжера. Из условий равенства расходов в топливном насосе и в сопловых отверстиях форсунки скорость плунжера будет равна

$$c_1 = \frac{\Sigma f}{F_1} \omega_0, \quad (27)$$

где F_1 — площадь плунжера в кв. метрах. Подставив вместо Σf его значение из ур-ния (25), вместо величины ω_0 ее значение из ур-ния (18) и принимая во внимание, что $\frac{b}{F} = h_1$ — ходу плунжера, получим

$$c_1 = \frac{h_1}{2t_1}, \quad (28)$$

заменив c_1 через dh_1/dt_1 , имеем

$$\frac{dh_1}{h_1} = \frac{dt_1}{2t_1}$$

и, проинтегрируя данное дифференциальное уравнение от $h_{\min}$ до h_1 и от $t_{\min}$ до t_1 , получим

$$\ln h_1 - \ln h_{\min} = \ln \sqrt{t_1} - \ln \sqrt{t_{\min}},$$

откуда

$$h_1 = h_{\min} \cdot \frac{\sqrt{t_1}}{\sqrt{t_{\min}}}. \quad (29)$$

Подставив в ур-ние (29) $t_1 = t_{\min}$, получим фиктивное значение хода плунжера $h_{\min}$ в начале подачи, а если подставим $t_1 = t_{\max}$, то получим фиктивное значение всего хода плунжера в конце подачи

$$h_{\max} = h_{\min} \frac{\sqrt{t_{\max}}}{\sqrt{t_{\min}}}.$$

Следовательно, ур-ние (29) дает изменение хода плунжера от начала до конца подачи в зависимости от времени.

Для того чтобы можно было строить кривую нагнетательного хода плунжера по ур-нию (29), необходимо определить величину $h_{\min}$ и ход плунжера до начала подачи h' . Из ур-ния (29) нетрудно определить скорость плунжера c на участке подачи

$$c = \frac{dh_1}{dt_1} = h_{\min} \frac{1}{2\sqrt{t_{\min}}\sqrt{t_1}}. \quad (30)$$

Можно принять, что скорость плунжера c' до начала подачи меняется по закону прямой линии, так как этот участок профиля кулака в подаче топлива не участвует.

$$\text{Тогда} \quad c' = j' t', \quad (31)$$

где j' — ускорение плунжера до начала подачи,
 t' — время движения плунжера до начала подачи.

Если допустим, что до начала подачи необходимо время $t' = t'_{\max}$, то при $t_1 = t_{\min}$ в ур-нии (30) c должно равняться c' , если подставить $t' = t'_{\max}$ в ур-ние (31), при этом будем иметь равенство

$$\frac{h_{\min}}{2t_{\min}} = j' t'_{\max},$$

откуда

$$h_{\min} = 2j' t'_{\max} t_{\min}. \quad (32)$$

Подставляя значение $h_{\min}$ из последнего уравнения в ур-ние (29), получим

$$h_1 = 2j' t'_{\max} \sqrt{t'_{\min}} \sqrt{t_1}. \quad (33)$$

Из ур-ния (31) легко определить ход плунжера h' до начала подачи

$$dh' = j' t' dt',$$

откуда

$$h' = j' \cdot \frac{t'^2}{2}. \quad (34)$$

Последнее уравнение при $t' = t'_{\max}$ должно дать ход плунжера $h'_{\max}$ до начала подачи

$$h'_{\max} = j' \frac{t'^2_{\max}}{2}. \quad (35)$$

В силу того, что могут иметь место неравенства $t'_{\max} \neq t'_{\min}$ и $h'_{\max} \neq h'_{\min}$, кривые ур-ний (32) и (34) будут иметь разные начала координат, поэтому их необходимо привести к одному общему началу координат.

Согласно обозначениям на фиг. 15 можно написать:

$$h_1 = S - (h'_{\max} - h'_{\min}), \quad (36)$$

где S — нагнетательный ход плунжера до отсечки;
и

$$t_1 = t - (t'_{\max} - t'_{\min}), \quad (37)$$

где t — время движения нагнетательного хода плунжера до отсечки.

Подставляя эти значения h_1 и t в ур-ние (33), получим

$$S = 2j' t'_{\max} \sqrt{t'_{\min}} \sqrt{t - (t'_{\max} - t'_{\min})} + h'_{\max} - h'_{\min}$$

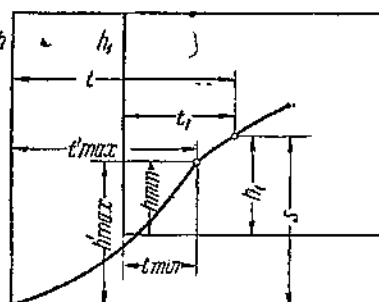
или, подставляя значения $h'_{\max}$ и $h'_{\min}$ из ур-ний (32) и (35), нагнетательный ход плунжера в окончательном виде выразится

$$S = 2j' t'_{\max} \left[\sqrt{t'_{\min}} \sqrt{t - (t'_{\max} - t'_{\min})} + \frac{t'^2_{\max}}{4} - t'_{\min} \right], \quad (38)$$

причем t всегда больше $t'_{\max}$.

Таким образом, по ур-нию (34), меняя t' от 0 до $t'_{\max}$, можно построить кривую хода плунжера до начала подачи, а по ур-нию (38), меняя t от $t = t'_{\max}$ [согласно ур-нию (37)] при $t_1 = t'_{\min}$ до $t \geq t'_{\max} - t'_{\min} + t'_{\max}$ [согласно ур-нию (37)], при $t \geq t'_{\max}$, можем построить ход плунжера на участке подачи, причем $t'_{\min}$ и $t'_{\max}$ должны быть определены по кривой фиг. 13, по заданному диаметру цилиндра и являются постоянными для расчетного числа оборотов двигателя.

Величина $h'_{\max}$ должна соответствовать примерно 25—30° угла поворота кулака или она может быть определена, исходя из объема сжимаемого топлива в насосе, коэффициента сжимаемости и максимального давления $P_{\max}$, соответствующего $\omega_{\max}$ при данном диаметре плунжера. Тогда определяем по ур-нию (35) $h'_{\max}$, задавая ускорением плунжера $j' = 20 \div 100 \text{ м/сек}^2$.



Фиг. 15

Кривая скорости плунжера, от начала подъема плунжера до начала подачи, строится по ур-нию (31), при изменении t' от 0 до $t'_{\max}$.

Беря первую производную из ур-ния (38), получим скорость плунжера на участке подачи

$$c_1 = j' t'_{\max} \frac{\sqrt{t'_{\min}}}{\sqrt{t' - (t'_{\max} - t'_{\min})}}. \quad (39)$$

По ур-нию (39) нетрудно убедиться в том, что в период подачи скорость плунжера падает, следовательно, $w_{\max}$, по которой определили $t'_{\min}$, относится к началу подачи, а $w_{\min}$, по которой была определена $t'_{\max}$, относится к концу подачи. Иначе говоря, подача топлива в период впрыскивания происходит с понижающим давлением подаваемого топлива.

Примечание. Пример построения профиля кулака по изложенному методу см. «Труды Московского электромеханического института инженеров транспорта им. Ф. Э. Дзержинского», вып. XV, 1936 г.

Эти теоретические выводы в основном указывают на путь, по которому может быть разрешена поставленная задача, поэтому все выводы, сделанные на основании целого ряда допущений, без которых решить поставленную задачу аналитически нельзя, должны быть проверены экспериментально, и по опытным данным необходимо уточнить отдельные моменты.

Но прежде чем заняться практической проверкой вышеизложенного, требуется установить влияние отдельных органов впрыскивающей системы (форсунки, кулака, топливного трубопровода, нагнетательных клапанов и т. д.) на процесс впрыскивания.

Лишь после этого станет ясным, как можно осуществить подачу топлива согласно вышеизложенному.

ГЛАВА II

ОПЫТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

§ 1. Целевая установка

Для уточнения отдельных вопросов, связанных с разрешением уравнения, характеризующего профиль кулака, и для выяснения влияния отдельных органов топливного насоса и форсунки на процесс подачи проводится предварительное экспериментальное исследование впрыскивающей системы. Исследованию подлежит определение изменения величины ряда факторов в зависимости от изменения числа оборотов двигателя n , а именно:

- P_n — изменение давления в насосе в момент открытия форсуночной иглы,
- P'_n — изменение давления в насосе в момент отсечки,
- P_{ϕ} — изменение давления перед форсуночной иглой в момент ее открытия,
- P'_{ϕ} — изменение давления перед сопловыми отверстиями в момент закрытия форсуночной иглы,
- $P_{\max}$ — изменение максимального давления после открытия форсуночной иглы,
- P_k — изменение давления в насосе в момент открытия нагнетательных клапанов,
- φ — изменение опережения по кулаку в момент начала сжатия топлива,
- φ_k — изменение опережения по открытию нагнетательных клапанов,
- $\varphi_{\max}$ — изменение опережения по открытию форсуночной иглы,
- φ_d — изменение продолжительности подачи насоса.

Для выяснения влияния этих факторов на рабочую диаграмму двигателя строятся следующие диаграммы:

- 1) среднее эффективное давление P_e , как $f(n)$,
- 2) среднее индикаторное давление P_i , как $f(n)$,

- 3) часовой расход топлива G кал/час, как $f(n)$,
- 4) расход топлива на э. л. с. g_e , как $f(n)$,
- 5) расход топлива на и. л. с. g_i , как $f(n)$,
- 6) степень повышения давления λ , как $f(n)$,
- 7) температура выхлопа T_v , как $f(n)$.

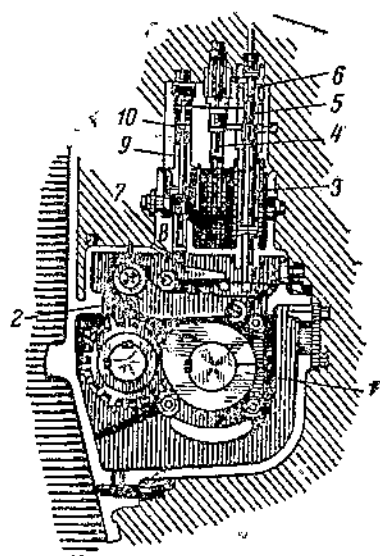
С целью выявления влияния скорости плунжера на вышеперечисленные факторы опыты должны быть проведены при различных скоростях плунжера или различных профилях топливного кулака.

§ 2. Подготовка к опытам

Характеристика двигателя

Опыты проводились на двигателе завода „Винтертур“ со следующей характеристикой:

Число цилиндров 2.
 Число тактов 4.
 Диаметр поршня 230 мм.
 Ход поршня 300 мм.
 Нормальное число оборотов 500 об/мин.
 Общая мощность 60 э. л. с.
 Цилиндровая мощность 30 э. л. с.
 Степень сжатия $\varepsilon = 11,3$.
 Давление конца сжатия $P_2 = 25$ кг/см².
 Давление сгорания $P_3 = 41 - 44$ кг/см².
 Расход топлива $g_e = 220 - 230$ г/э. л. с. ч.



Фиг. 16

Распределение	Таблица 3	
	Открытие	Закрытие
Правый цилиндр		
Всасывающий клапан	40° до в. м. т.	17° за н. м. т.
Выхлопной клапан	41° до н. м. т.	8° за в. м. т.
Левый цилиндр		
Всасывающий клапан	31° до в. м. т.	26° за н. м. т.
Выхлопной клапан	48° до н. м. т.	8° за в. м. т.

Двигатель был снабжен топливным насосом, представленным на фиг. 16 в разрезе, который работает следующим образом.

Посредством зубчатки, насаженной на распределительный вал, приводится в движение кулачковый вал и, следовательно, кулак 1, который посредством роликового рычага 2 приводит в движение плунжер 3. При ходе плунжера вниз топливо под давлением 0,5 ат приподнимает всасывающий клапан 4 и поступает в надплунжерное пространство.

При ходе плунжера вверх всасывающий клапан закрывается под давлением топлива со стороны плунжера, и начинается нагнетание через нагнетательные клапаны 5 и 6.

Подача продолжается до тех пор, пока отсечной рычаг 7, имеющий поворот вокруг эксцентрикового или регулирующего вала, не поднимет направляющий стакан 8, нажмет на хвостовик 9 и откроет отсечной клапан 10.

Следовательно, подача регулируется путем изменения зазора между головкой болта, ввернутого в стакан 8 и хвостовиком 9 отсечного клапана 10.

Изменение этого зазора достигается путем поворота эксцентрикового или регулирующего вала, на эксцентрик которого свободно сидит один конец отсечного рычага 7. Другой конец отсечного рычага 7 опирается на роликовый рычаг 2 и всегда прижат посредством пружины регулятора через

рычаги. Поэтому движение отсечного рычага 7 всегда связано с движением роликового рычага 2.

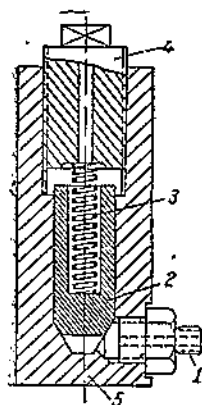
Изменение наполнения производится поворотом эксцентрикового или регулирующего вала посредством поворота ручного рычага снаружи по сегменту деления.

Специальные приборы

Для изменения опережения подачи по кулаку в более широких пределах без остановки двигателя нами была спроектирована дополнительная камера, представленная на фиг. 17, действие которой заключается в следующем.

Посредством переходного штуцера 1 надплунжерное пространство насоса сообщается с камерой, причем пружина 3, нажимая на плунжер камеры 2, не дает ему возможности передвинуться при давлении поступающего в насос топлива.

При нагнетательном ходе плунжера насоса топливо не будет подаваться в форсунку до тех пор, пока плунжер камеры 2, сжимая пружину 3, не упрется в регулирующий винт 4, т. е. положением регулирующего винта 4 можно изменить опережение подачи по кулаку, почти не меняя при этом объема сжимаемого топлива в насосе.

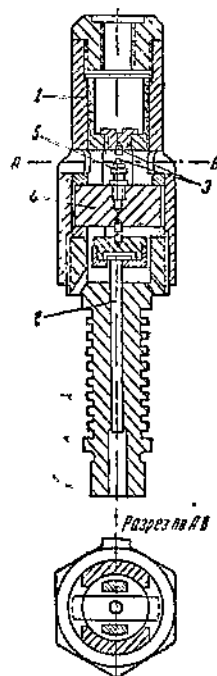


Фиг. 17

Для снятия диаграмм давления с топливного насоса и форсунки мы применяли электропневматический индикатор тепловозной лаборатории ММИ им. Баумана, работающей по принципу Фарнборо.

Для этого индикатора специально был сконструирован прерыватель с дифференциальным поршнем.

Общий вид этого прерывателя представлен на фиг. 18. Принцип действия этого прерывателя заключается в следующем: когда давление со стороны поршня 1 больше, чем со стороны плунжера 2, поршень вместе с плунжером передвигается



Фиг. 18

в сторону плунжера и, упираясь контактом 3 в балку 4 через регулирующий винт 5, замыкает электрическую цепь аккумуляторной батареи. Как только создается незначительное избыточное давление со стороны плунжера 2, поршень вместе с плунжером передвинется в сторону поршня, и получится разрыв электрической цепи, проходящей через индукционную катушку (фиг. 19), вследствие чего в индукционной катушке возникает ток высокого напряжения, который искрой пробивает бумагу, намотанную на барабане индикатора, фиксируя этим давление. То же самое получится, если давление со стороны плунжера 2 будет меньше, чем давление со стороны поршня 1. Таким образом, меняя давление воздуха со стороны поршня 1, мы фиксируем изменение давления топлива со стороны плунжера на индикаторной бумаге.

Для снятия диаграммы давления у сопловых отверстий применяется этот же прерыватель, где плунжер 2 заменяется форсуночной иглой (фиг. 20).

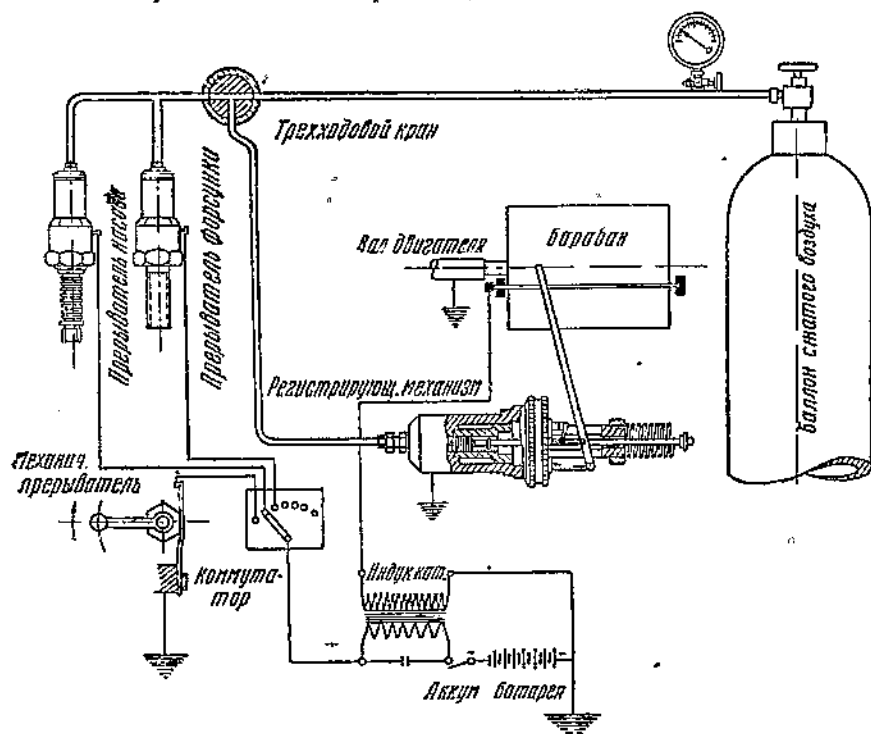
Общая схема действия электропневматического индикатора тепловозной лаборатории ММИ им. Баумана¹, приспособленного для снятия диаграмм с топливного насоса и форсунки, представлена на фиг. 19.

Согласно этой схеме диаграмма снимается следующим образом.

¹ Подробнее о работе электропневматического индикатора тепловозной лаборатории ММИ им. Баумана см. статью в журнале «Локомотивостроение» № 9 за 1935 г.

В зависимости от положения трехходового крана сжатый воздух из баллона поступает одновременно над поршнем регистрирующего механизма и над поршнями прерывателей насоса и форсунки. С другой стороны, на поршни прерывателей действует давление топлива. При наличии разности этих давлений на незначительную величину ΔP цепь аккумуляторной батареи разомкнется, вследствие чего в индукционной катушке возникает ток высокого напряжения, который через острие рычага регистрирующего механизма искрой пробивает бумагу на барабане, вращающемся вместе с валом двигателя. Таким образом, действуя вентилем воздушного баллона и медленно повышая давление над поршнем регистрирующего механизма, автоматически наносятся точки на бумаге барабана, фиксирующие давление топлива в насосе или у сопловых отверстий, в зависимости от угла поворота кривошипа.

Механический прерыватель (фиг. 19) служит для нанесения атмосферной линии и линии мертвых точек поршня двигателя.



Фиг. 19

Диаграммы давления с насоса и форсунки снимаются поочередно и наносятся на одной бумаге.

Снятие диаграмм с насоса и с форсунки занимает всего 15 — 20 сек, так что при хорошо установившемся режиме работы двигателя можно считать, что в течение этого времени в процессе подачи никакого изменения не произойдет. В момент снятия индикаторных диаграмм с насоса и форсунки одновременно снимается диаграмма с цилиндра двигателя простым пружинным индикатором. Таким образом, без небольшой погрешности можно считать, что диаграммы с насоса, с форсунки и с цилиндра двигателя снимаются одновременно.

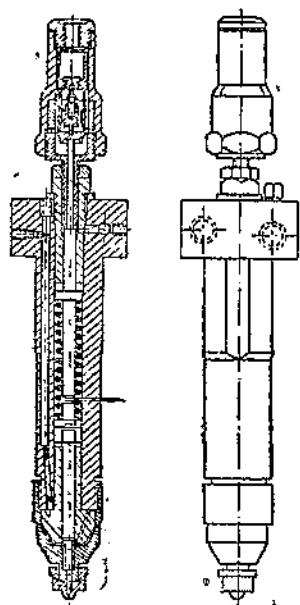
Общая установка приборов на топливном насосе показана на фиг. 21, причем прерыватель установлен между нагнетательными клапанами, и вследствие сверления объем сжимаемого топлива увеличивается на незначительную величину, примерно на 5 см³, и остается постоянным при всех опытах. Изменение объема вследствие перемещения плунжера прерывателя очень незначительно, примерно при перемещении плунжера прерывателя с диаметром 0,6 см на

0,01 см объем изменится на величину $\Delta V = 0,0028 \text{ см}^3$, в то время как объем сжимаемого в насосе топлива, $V_T = 40 \text{ см}^3$. Если примем коэффициент сжимаемости топлива $\alpha_T = 0,6 \cdot 10^{-4}$, то давление в насосе изменится на величину

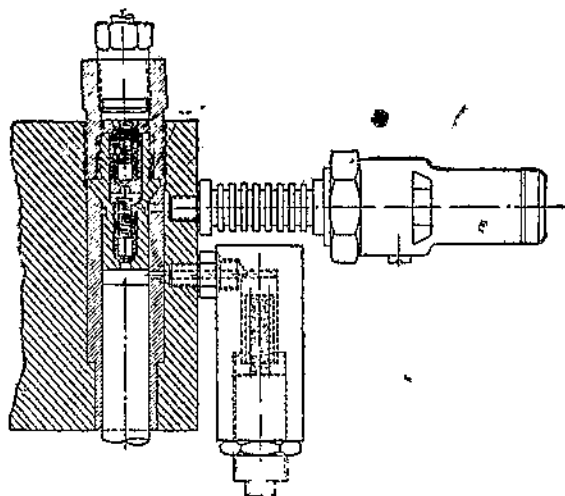
$$\Delta P' = \frac{0,0028 \cdot 10^4}{40 \cdot 0,6} = 1,17 \text{ атм.}$$

Ввиду незначительности $\Delta P'$ относительно давления в насосе 250 — 300 атм пренебрегаем в дальнейшем этой величиной.

Общий вид установки прерывателя на форсунке представлен на фиг. 21. Здесь вследствие того, что пружина форсунки через штифт упирается в поршень прерывателя, а затем в контакт, исключено влияние форсуночной пружины. Кроме того, вследствие применения форсуночной иглы взамен плунжера прерывателя, перед сопловыми отверстиями, объем и, следовательно, давление топлива искажутся против действительности только



Фиг. 20



Фиг. 21

от инерционных усилий массы m подвижных частей. Более заметное влияние на точность замера давления как в насосе, так и в форсунке оказывают сила трения и инерционные усилия от массы m подвижных частей прерывателя.

Определим приблизительно избыточное давление топлива ΔP , необходимое для преодоления инерционных усилий массы m .

Если предположим, что масса m движется с равномерно ускоренной скоростью, то ускорение массы j_1 выразится

$$j_1 = \frac{2\Delta S}{\Delta t^2},$$

где ΔS — путь, равный зазору между контактами прерывателя,

Δt — время, в течение которого масса должна передвинуться на величину ΔS . Следовательно, сила инерции ΔQ для передвижения этой массы выразится

$$\Delta Q = j_1 m = \frac{2\Delta S m}{\Delta t^2}.$$

Заменяя Δt через угол поворота кривошипа $\Delta \varphi$

$$\Delta t = \frac{\Delta \varphi}{6\pi},$$

получим

$$\Delta Q = \frac{72 \Delta S m \cdot n^2}{\Delta \varphi^2} = \frac{72 \Delta S \Delta G}{g \Delta r^2},$$

где ΔG — вес подвижных частей прерывателя.
После изготовления прерывателя мы получили

$$\Delta G = 0,0295 \text{ кг.}$$

Положим, что ход ΔS , равный зазору между контактами прерывателя, не превышает 0,1 мм. Этот путь масса должна пройти за время $\Delta \varphi = 2^\circ$ угла поворота кривошипа. Тогда мы получим

$$\Delta Q = \frac{72 \cdot 0,0001 \cdot 0,0295}{9,81 \cdot 4} n^2 = \frac{0,0542}{10^4} n^2.$$

Для преодоления этой силы со стороны топлива необходимо давление

$$\Delta P = \frac{\Delta Q}{0,785 \cdot \Delta d^2} = \frac{0,069 n^2}{10^4 \Delta d^2},$$

где Δd — диаметр плунжера прерывателя.

Для прерывателя топливного насоса $\Delta d = 6 \text{ мм}$.

Следовательно:

$$\Delta P = \frac{0,069 \cdot n^2}{10^4 \cdot 0,36} = \frac{0,192}{10^4} n^2.$$

Согласно последнему выражению получаем

$$\begin{array}{ccccccc} n = & 500 & 450 & 400 & 350 & 300 & 250 \\ \Delta P = & 4,8 & 3,9 & 3,07 & 2,35 & 1,73 & 1,2 \end{array}$$

Как показывают эти данные, даже при максимальном числе оборотов двигателя фиксируемое давление прерывателем будет ниже или выше действительного давления на незначительную величину по сравнению с давлением в насосе 250—300 *атм*.

Но во всяком случае эти неточности и величина давления не могут исказить характера кривой давления. В случае изменения давлений на величину ΔP разрыва в цепи не получится, и, следовательно, на диаграмме точки не будут наноситься, т. е. прибор не даст горизонтальных линий.

Профили кулаков

I вариант

Первый вариант профиля кулака проектируется с целью изучения подачи топлива с понижающей скоростью плунжера. В основу расчета кладутся те выводы, которые были сделаны нами выше — в теоретической части.

Определим нагнетательный ход плунжера до начала подачи.

Если обозначим через

P_2 — давление в камере сгорания,

$W_{\max}$ — максимальную скорость инжекции струи,

$P_{\max}$ — максимальное давление в форсунке,

γ_T — удельный вес топлива,

то давление $P_{\max}$ перед сопловыми отверстиями выразится:

$$P_{\max} = \frac{W_{\max}^2 \gamma_T}{2g \cdot 10^4} + P_2.$$

Тогда объем сжимаемого топлива V_T уменьшится на величину

$$\Delta V_T = \alpha_T V_T \left(\frac{W_{\max}^2 \gamma_T}{2g \cdot 10^4} + P_2 \right),$$

где α_T — коэффициент сжимаемости топлива.

Для данного топливного насоса и трубопроводов практическим путем был определен объем всего сжимаемого топлива $V_T = 40 \text{ см}^3$; удельный вес топлива, предназначенного для опытов, равняется $\gamma_T = 912 \text{ кг/м}^3$; ускорение силы тяжести $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$.

Принимаем $P_2 = 25 \text{ кг/см}^2$;

$\alpha_T = 0,6 \cdot 10^{-4} \text{ см}^3/\text{кг}$ и по ограничению прочности насоса $W_{\max} = 300 \text{ м/сек}$.

Подставляя все данные в последнее уравнение, получим

$$\Delta V_T = 1,03 \text{ см}^3.$$

Зная ΔV_T , определяем нагнетательный ход плунжера до момента подачи $h'_{\max}$ по формуле

$$h'_{\max} = \frac{\Delta V_T}{0,785 d^2} = \frac{1,03}{0,785 \cdot 1,6^2} = 0,515 \text{ см},$$

где $d = 1,6 \text{ см}$ — диаметр плунжера данного топливного насоса.

Примем

$$h'_{\max} = 0,5 \text{ см},$$

Принимая движение плунжера равномерно ускоренным, h' до начала подачи выразится

$$h' = j' \frac{t'^2}{2}, \quad (40)$$

где j' — ускорение плунжера, а t' — время движения. Из последнего уравнения находим скорость плунжера

$$c' = \frac{dh'}{dt'} = t'. \quad (41)$$

По данным существующей впрыскивающей системы имеем: число сопловых отверстий 5 с диаметром каждый 0,3 мм, откуда суммарное сечение сопловых отверстий $\Sigma f = 0,353 \text{ мм}^2$, площадь плунжера $F = 201 \text{ мм}^2$.

Исходя из этих данных, скорость плунжера в начале подачи c' будет равняться

$$c' = W_{\max} \frac{\Sigma f}{F} = \frac{300 \cdot 0,353}{201} = 0,53 \text{ м/сек}. \quad (42)$$

Если обозначим время движения плунжера до начала подачи через $t'_{\max}$, то при $t' = t'_{\max}$ из ур-ния (40) будем иметь

$$h' = h'_{\max} = 0,005 = j' \frac{t'^2_{\max}}{2}, \quad (43)$$

а из ур-ния (41) получим

$$c' = 0,53 = j' t'_{\max}. \quad (44)$$

Совместное решение двух последних уравнений даст

$$t'_{\max} = 0,0189 \text{ сек},$$

$$j' = 28,1 \text{ м/сек}^2.$$

Подставляя значение j' в ур-ние (40), получим

$$h' = 14,05 t'^2. \quad (45)$$

При изменении t' от 0 до 0,0189 сек. в последнем уравнении получаем кривую изменения хода плунжера OA до начала подачи (фиг. 22).

Кривая хода плунжера на участке подачи строится согласно выведенному нами уравнению [см. ур-ние (38)]:

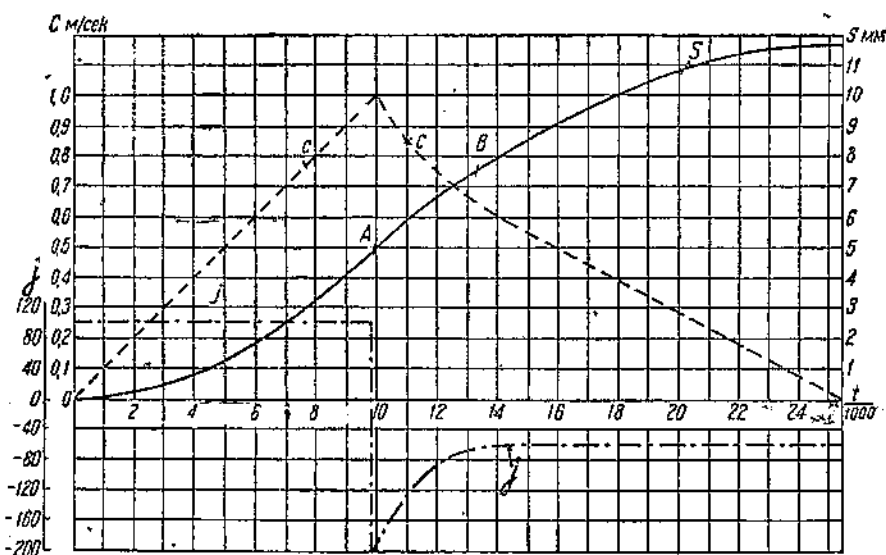
$$S = 2j't'_{\max} \left[\sqrt{t_{\min} / t - (t'_{\max} - t_{\min})} + \frac{t'_{\max}}{4} - t_{\min} \right]. \quad (38)$$

Время запаздывания вспышки первой капли $t_{\min}$ находим по кривой t_2 (фиг. 13), откуда по заданному $W_{\max} = 300$ м/сек, $t_{\min} = 0,0025$ сек.

После подстановки данных $j' = 28,1$, $t'_{\max} = 0,0189$, $t_{\min} = 0,0025$ получим

$$S = 0,053 \sqrt{t - 0,164} + 0,0024, \quad (46)$$

где t должно меняться от $t = t'_{\max} = 0,0189$ сек. до t , соответствующего максимальной подаче.



Фиг. 22

Если предположим, что расход топлива $g_e = 0,24$ кг/л.с.ч., то при $N_e = 30$ л.с. и $n = 500$ об/мин расход на один цикл будет равен

$$\Delta g_e = \frac{g_e N_e}{60 \frac{n}{2}} = \frac{0,25 \cdot 30}{60 \cdot 250} = 0,0005 \text{ кг}$$

или при удельном весе топлива $\gamma_T = 912$ кг/м³ объем топлива на цикл Δb будет равняться

$$\Delta b = \frac{0,0005}{912} = \frac{0,548}{10^6} \text{ м}^3.$$

При диаметре плунжера $d_1 = 0,016$ м рабочий ход плунжера выразится

$$S_p = \frac{0,548}{10^6 \cdot 0,785 (0,016)^2} = 0,00272.$$

Следовательно, при максимальной подаче ход плунжера до отсечки $S = 0,00272 + 0,005 = 0,00772$ м.

Подставляя значение $S = 0,00272$ в ур-ние (46) и решая относительно t , получим время от начала подъема плунжера до конца подачи $t = 0,02665$ сек.

Таким образом, при определении хода плунжера S на участке подачи по ф-ле (46) время t должно меняться от 0,0189 до 0,02665 сек.

Кривая хода плунжера на участке подачи, построенная по ф-ле 46, при изменении t в указанных пределах представлена на фиг. 22 в виде участка АВ на кривой S . На этом участке скорость плунжера c из ур-ния (46) получается

$$c = \frac{dS}{dt} = \frac{0,053}{2 \sqrt{t - 0,0164}}, \quad (47)$$

откуда, меняя t в тех же пределах, получаем кривую скорости c на участке подачи.

Второе производное ур-ние (46) нам даст ускорение на участке подачи

$$j = \frac{d^2S}{dt^2} = \frac{0,053}{4(t - 0,0164) \sqrt{t - 0,0164}}$$

Кривая j на участке подачи также нанесена на фиг. 22. Построение остальной части кривой S соответственно c и j см. Труды МЭМИИТ, вып. XV, 1936 г.

Профиль кулака, построенный по кривой S , представлен на фиг. 23, причем переход от времени к углам поворота кулака был сделан при нормальном числе оборотов двигателя $n = 500$ об/мин.

Фиг. 23

П вариант

При определении профиля кулака первого варианта мы задались максимальной скоростью струи в момент начала подачи и по данным площади сопловых отверстий и площади сечения плунжера определили скорость плунжера в момент начала подачи $c' = 0,53$ м/сек.

Такое определение скорости плунжера не совсем верно, так как часть скорости плунжера теряется на утечки топлива и на зазор между кулаком и роликом, вследствие которых не может быть достигнута желаемая скорость истечения струи через сопловые отверстия. Поэтому с целью изучения влияния на распыл этих причин второй вариант профиля кулака должен быть с более высокой максимальной скоростью плунжера.

Для увеличения скорости плунжера в начале подачи достаточно увеличить начальное ускорение плунжера.

Как нам известно, кривая хода плунжера до начала подачи выражается

$$h' = j' \cdot \frac{t'^2}{2}$$

При $h'_{\max} = 0,005$ м — холостому ходу плунжера, — задавшись ускорением $j' = 100$ м/сек², получим

$$t' = t'_{\max} = \sqrt{\frac{2h'_{\max}}{j'}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,005}{100}} = 0,01 \text{ сек.}$$

Следовательно, кривая нагнетательного хода плунжера до начала подачи строится по уравнению

$$h' = 50t'^2 \quad (48)$$

при изменении t' от 0 до 0,01 сек.

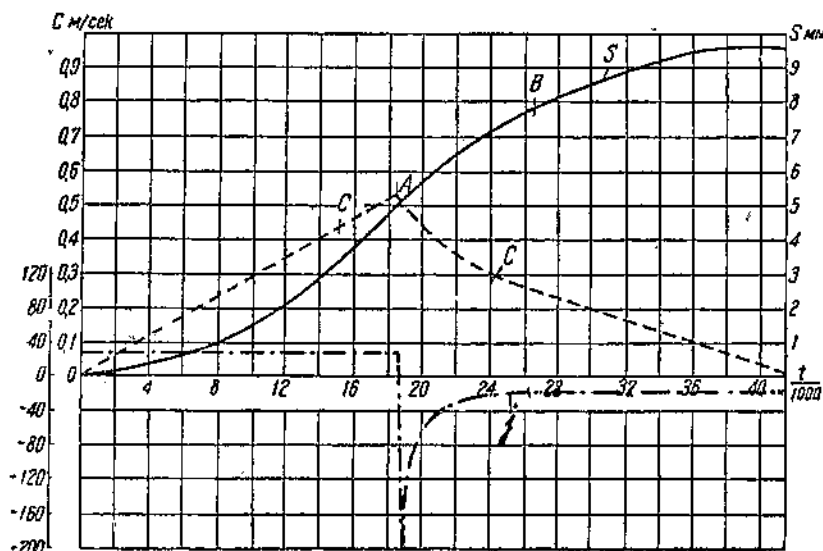
Оставляя неизменно $t_{\min} = 0,0025$ сек. и подставляя все данные в уравнение (38), профиль кулака на участке подачи выразится

$$S = 0,1\sqrt{t - 0,0075}. \quad (49)$$

При $S = S_p + h'_{\max} = 0,00272 + 0,005 = 0,00772$.

Мы получаем максимальное значение $t = 0,0135$ сек., соответствующее концу подачи. Следовательно, меняя t от 0,01 до 0,0135 сек. в последнем уравнении, мы получим кривую хода плунжера на участке подачи.

Построенная кривая хода плунжера по уравнениям (48) и (49) представлена на фиг. 24 в виде кривой OAB . Построение остальной части кривой BD см. в трудах МЭМИИТ, вып. XV. На этой же фигуре нанесены кривые скорости и ускорения, построенные путем дифференцирования соответствующих уравнений.



Фиг. 24

Профиль кулака второго варианта, построенный по кривой S (фиг. 24), представлен на фиг. 25, причем переход от времени t к углам поворота кулака производился при нормальном числе оборотов двигателя $n = 500$ об/мин.

III вариант

Основным недостатком в работе бескомпрессорных двигателей является то, что при нормальной мощности нельзя снизить число оборотов примерно ниже 50% от нормального.

На это обстоятельство кроме ряда факторов, повидимому, влияет также профиль кулака, так как с понижением числа оборотов скорость плунжера, а следовательно скорость инжекции топлива, падает, вследствие чего ухудшаются качество распыла и сгорание. Поэтому можно полагать, что созданный профиль кулака по построенной кривой S при нормальных числах оборотов дает хорошие результаты только в определенных границах числа оборотов двигателя. Для хотя бы частичного изучения этого вопроса мы из кривой хода плунжера S , построенной для I варианта фиг. 22, строим профиль кулака для III варианта при $n = 250$ об/мин. При этом ставится условие, что период подачи топлива по времени останется неизменным, но при этом период подачи уменьшится вдвое, а скорость и ускорение соответственно возрастут.

Профиль кулака III варианта представлен на фиг. 26.

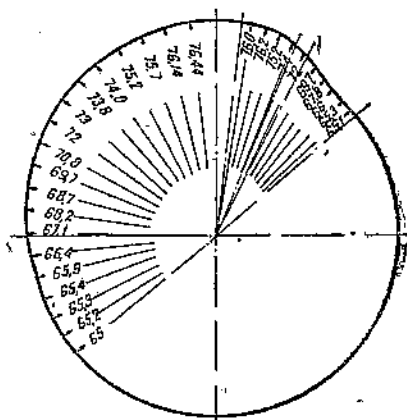
IV вариант

Главную роль в период подачи топлива играет ускорение плунжера. До начала подачи и после конца подачи скорость плунжера не оказывает непосредственного влияния на качество распыла.

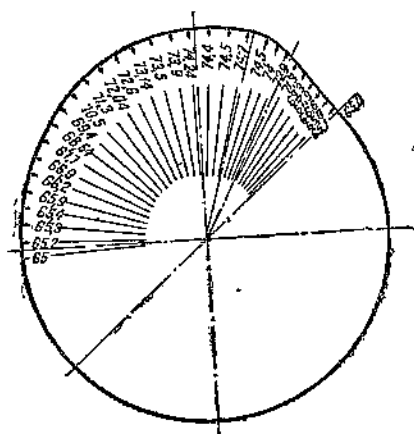
Поэтому влияние скорости плунжера на скорость инжекции струи будет тем сильнее, чем выше абсолютная величина ускорения плунжера в период подачи.

Для изучения влияний ускорения плунжера на скорость истечения струи проектируем профиль IV варианта при постоянной скорости плунжера $c = \text{const}$.

До начала подачи мы используем построенную кривую I варианта (фиг. 22, участок СА кривой S). Отсюда нам известно, что максимальная скорость плунжера $c_{\text{max}} = 0,57 \text{ м/сек.}$



Фиг. 25



Фиг. 26

Следовательно, ход плунжера на участке подачи будет меняться по наклонной прямой, уравнение которого можно написать в виде

$$S = 0,53t - A.$$

При начальных данных $S = h'_{\text{max}} = 0,005$ и $t = t'_{\text{max}} = 0,0189$, $A = 0,005$, т. е.

$$S = 0,53t - 0,005.$$

При изменении t от 0,0189 до 0,028 последнее уравнение нам дает прямую АВ (фиг. 27) — изменение хода плунжера на участке подачи. Остальная часть кривой ВС (фиг. 27) построена по вышеуказанному методу.

Построенный профиль кулака по этой кривой представлен на фиг. 28.

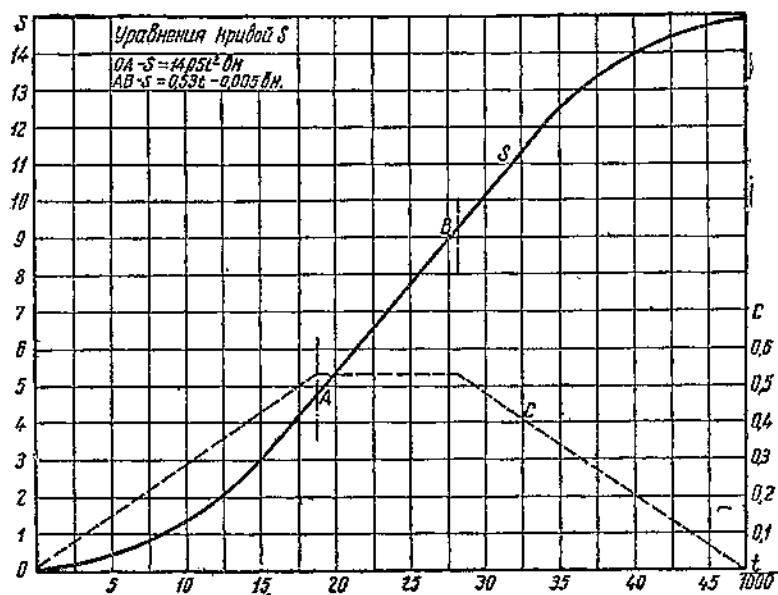
V вариант

К этому варианту относится профиль заводского кулака, при котором подача топлива происходит с повышающейся скоростью плунжера. Профиль этого кулака представлен на фиг. 29. Для сравнения с другими профилями исследуем аналитически данный профиль кулака. Часть профиля кулака АС, соответствующая нагнетательному ходу, разделена на два участка: участок АВ принимаем за касательную к основной окружности, описанной радиусом R_1 , а ВС — за дугу окружности радиуса R_2 , найденной графическим путем.

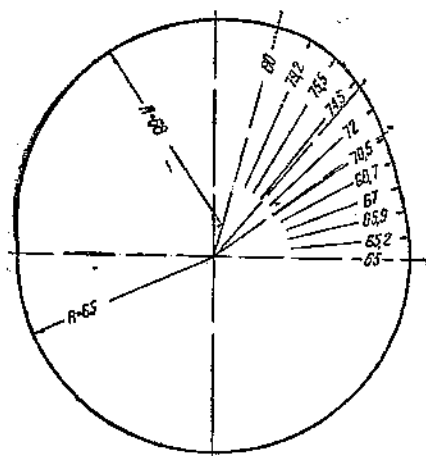
Напишем уравнения пути S' — перемещения центра ролика в зависимости от угла поворота кулака.

Согласно обозначению на фиг. 29 для участка АВ перемещение центра ролика или ход плунжера S' выразится

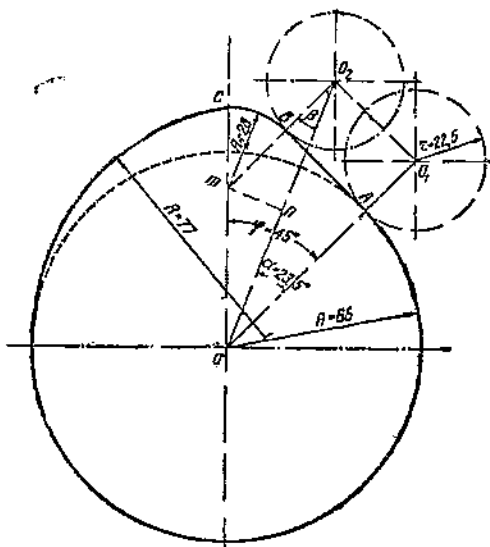
$$S' = \overline{OO_2} - \overline{OO_1},$$



Фиг. 27



Фиг. 28



Фиг. 29

где

$$\overline{OO_2} = \overline{OO_1} \frac{1}{\cos \alpha} = (R+r) \cdot \frac{1}{\cos \alpha}.$$

Следовательно

$$S' = (R+r) \frac{1}{\cos \alpha} - (R+r) = (R+r) \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right). \quad (50)$$

Для участка BC из треугольника OmO_2 имеем

$$S'' = \overline{Om} \cos(\varphi - \alpha) + \overline{O_2m} \cos \beta - (R + r)$$

или, заменяя $\overline{Om}$ и $\overline{O_2m}$ их значениями (фиг. 29), получим

$$S'' = (R_1 - R_2) \cos(\varphi - \alpha) + (R_2 + r) \cos \beta - (R + r). \quad (51)$$

Выразим

$$\cos \beta \text{ через } \cos(\varphi - \alpha).$$

Из треугольников Om и O_2m имеем

$$\overline{mn} = \overline{Om} \sin(\varphi - \alpha) = \overline{O_2m} \sin \beta$$

или

$$(R_1 - R_2) \sin(\varphi - \alpha) = (R_2 + r) \sin \beta,$$

откуда

$$\sin \beta = \frac{R_1 - R_2}{R_2 + r} \sin(\varphi - \alpha)$$

или

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{R_1 - R_2}{R_2 + r} \right)^2 \sin^2(\varphi - \alpha)}.$$

Подставляя данное значение $\cos \beta$ в ур-ние (51), получим

$$S'' = (R_1 - R_2) \cos(\varphi - \alpha) + \sqrt{(R_2 + r)^2 - \sin^2(\varphi - \alpha)(R_1 - R_2)^2} - (R + r). \quad (52)$$

После подстановки данных $R_1 = 80$ мм, $R_2 = 28$ мм, $r = 22,5$ мм, $\varphi = 45^\circ$ и $R = 65$ мм (фиг. 29) в ур-ния (50) и (52) получим

$$S' = 87,5 \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right); \quad (53)$$

$$S'' = 52 \cos(45^\circ - \alpha) + \sqrt{2550 - 2704 \sin^2(45^\circ - \alpha)} - 87,5. \quad (54)$$

Меняя α от 0 до $23,5^\circ$ в ур-нии (53) и от $23,5^\circ$ до 45° в ур-нии (54), мы получаем ход плунжера S как функцию от угла поворота кулака α или, выразив через время по формуле

$$t = \frac{\alpha}{6 \frac{n}{2}},$$

получим ход плунжера как функцию от времени, где $\frac{n}{2} = 250$ — число оборотов в 1 мин. распределительного вала.

Построенная кривая нагнетательного хода плунжера по времени, таким образом, представлена на фиг. 30.

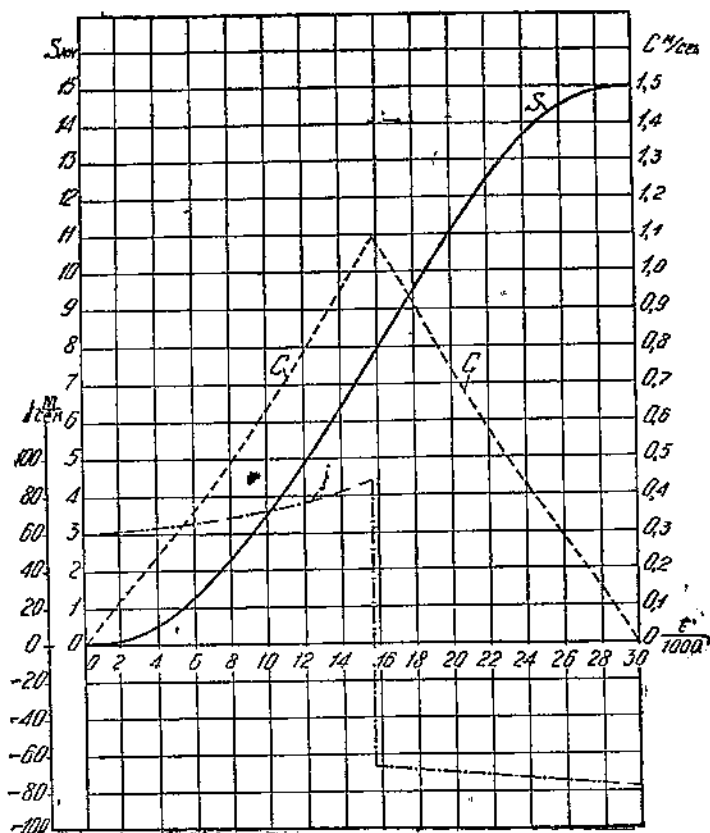
Подставляя данные в метрах в ур-ния (53) и (54), скорость плунжера на соответствующих участках AB и BC выразится

$$\frac{dS'}{dt} = 0,0875 \omega \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha} = 2,29 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha}; \quad (55)$$

$$\frac{dS''}{dt} = 1,35 \sin(45^\circ - \alpha) + \frac{7,02 \sin(45^\circ - \alpha) \cos(45^\circ - \alpha)}{\sqrt{25,5 - 27,04 \sin^2(45^\circ - \alpha)}}. \quad (56)$$

Построенные кривые скорости по двум последним уравнениям представлены на фиг. 30. На этой же фигуре нанесены кривые ускорения, уравнения которых принимают вид

$$\frac{d_3 S'}{dt^2} = 60 \frac{1 + \sin^2 \alpha}{\cos^3 \alpha};$$



Фиг. 30

$$\begin{aligned} \frac{d^2 S''}{dt^2} = & -35,1 \cos(45^\circ - \alpha) - \\ & \frac{183 [\cos^2(45^\circ - \alpha) - \sin^2(45^\circ - \alpha)] \sqrt{25,5 - 27,04 \sin^2(45^\circ - \alpha)}}{25,5 - 27,04 \sin^2(45^\circ - \alpha)} - \\ & \frac{26,2 [\sin(45^\circ - \alpha) \cos(45^\circ - \alpha) 7,37]^2}{25,5 - 27,04 \sin^2(45^\circ - \alpha)^{\frac{3}{2}}}, \end{aligned}$$

причем последний член оказывает весьма незначительное влияние на величину ускорения, и им можно пренебречь.

Определение опережения подачи

Одним из важнейших вопросов в процессе впрыскивания является установление момента начала подачи, в особенности в нашем случае, где по конструкции насоса начало подачи не регулируется.

Определение опережения по кулаку для I варианта

При проектировании профиля кулака мы определили время от начала подъема плунжера до начала подачи.

$t'_{\max} = 0,0189$ сек. и, задавшись максимальной скоростью истечения струи $W_{\max} = 300$ м/сек и по кривой t' (фиг. 18), было найдено время запаздывания вспышки поступившей в цилиндр первой капли $t_{\min} = 0,0025$ сек.

Следовательно, от начала подъема плунжера до момента вспышки первой капли потребуется время

$$t_I = t'_{\max} + t_{\min} = 0,0189 + 0,0025 = 0,0214 \text{ сек.}$$

К этому времени, при числе оборотов двигателя $n = 500$, соответствует угол поворота кривошипа

$$\varphi_I = 6 \cdot 500 \cdot 0,0214 = 64,2^\circ \text{ — до в. м. т.}$$

В предположении, что вспышка первой капли происходит при положении поршня в в. м. т., этот угол φ_I будет являться углом опережения по кулаку, при котором плунжер должен начать свой нагнетательный ход.

Определение опережения по кулаку для II варианта

По ограничению прочности данного насоса для этого варианта максимальная скорость истечения струи останется та же, что и в первом варианте, т. е. $W_{\max} = 300$ м/сек.

Но так как максимальная скорость плунжера во втором варианте ($c = 1$ м/сек) почти в два раза больше, чем в первом варианте ($c' = 0,53$ м/сек), мы должны соответственно изменить отношение площадей плунжера и сопловых отверстий Σf . Это легче всего достичь изменением Σf , оставляя F неизменным.

Из уравнения

$$cF = W_0 \Sigma f$$

при $\dots c = 1$ м/сек, $W_0 = W_{\max} = 300$ м/сек и $F = 201$ мм² получаем

$$\Sigma f = \frac{201 \cdot 1}{300} = 0,67 \text{ мм}^2.$$

При этом, оставляя число сопловых отверстий неизменным, равным 5, диаметр сопловых отверстий получится

$$\Delta d = \sqrt{\frac{0,67}{5 \cdot 0,785}} = 0,412 \text{ мм.}$$

Таким образом, оставляя $W_{\max} = 300$ м/сек, для второго варианта $t_{\min} = 0,0025$ сек.

Следовательно, при $t'_{\max} = 0,01$ сек. (см. расчет II варианта) время, необходимое от начала подъема плунжера до вспышки первой капли t_{II} , получится:

$$t_{II} = t'_{\max} + t_{\min} = 0,01 + 0,0025 = 0,0125 \text{ сек.}$$

В предположении, что вспышка первой капли происходит при положении поршня в в. м. т., угол опережения или угол поворота кривошипа φ_{II} до в. м. т., при котором плунжер должен начать свой нагнетательный ход, получится:

$$\varphi_{II} = 6 n t_{II} = 6 \cdot 500 \cdot 0,0125 = 37,5^\circ \text{ до в. м. т.}$$

Угол опережения для третьего варианта φ_{III} будет равняться:

$$\varphi_{III} = \frac{64,2^\circ}{2} = 32,1^\circ \text{ до в. м. т.}$$

Так как профиль кулака был построен по I варианту при $\frac{n}{2}$, для IV варианта угол опережения φ_{IV} остается равным φ_I , т. е.

$$\varphi_{IV} = 64,2^\circ \text{ (до в. м. т.),}$$

причем t'_{max} и t'_{min} имеют те же значения, что и в I варианте.

Опережение по кулаку для V варианта (заводского кулака) оставляем по указанию завода, т. е.

$$\varphi_V = 33,2^\circ \text{ до в. м. т.}$$

Вычисленные нами опережения подачи могут оказаться действительными лишь в том случае, если открытию форсуночной иглы будет соответствовать максимальная скорость плунжера. Это будет зависеть от предварительного прогиба форсуночной пружины и от того давления, которое создается у форсуночной иглы в момент открытия.

На давление топлива перед форсуночной иглой влияет очень много факторов, например точность изготовления профиля кулака, от которого зависит скорость плунжера, потеря в давлении в трубопроводах, утечка топлива через неплотности, от зазора между кулаком и роликом, от сжимаемости топлива и т. д. Поэтому максимальная скорость инжекции струи W_{max} и определенное по ней время запаздывания вспышки первой капли t_{min} , а также вычисленные нами углы опережения по кулаку не будут точно соответствовать действительности. Нетрудно понять, что все вышеперечисленные факторы будут влиять в сторону уменьшения W_{max} и, следовательно, уменьшения давления перед форсуночной иглой. Можно предполагать, что величина t_{min} довольно преуменьшена. На практике мы наблюдаем, что с увеличением опережения подачи давление сгорания резко повышается. Это явление можно объяснить тем, что все количество топлива, введенное в цилиндр, от начала подачи до первой вспышки, т. е. в течение времени t_{min} , сгорает одновременно взрывом. Поэтому можно полагать, что чем меньше t_{min} , тем меньше давление сгорания. Таким образом в смысле получения более низкого давления сгорания в цилиндре нежелательно повышать t_{min} . На t_{min} кроме W_{max} влияет также температура конца сжатия. Для того чтобы сократить приблизительно найденное значение t_{min} , увеличим температуру конца сжатия. По кривой Хаукса (фиг. 11) мы видим, что при температуре 500°C запаздывание вспышки равняется 0,005 сек., т. е. вдвое больше $t_{min} = 0,0025$ сек.

Основываясь на характере протекания этой кривой, можно сказать, что при температуре 650°C и выше время запаздывания вспышки равняется 0,0025 сек. = const.

Следовательно, при $t_{min} = 0,0025$ сек., в цилиндре мы должны иметь температуру сжатия $T_2 = 650 + 275 = 925^\circ\text{K}$.

Допуская, что температура в начале сжатия $T_1 = 325^\circ$ и показатель расширения $n_1 = 1,37$, степень сжатия ϵ напишется

$$\epsilon = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{n_1-1}} = \left(\frac{925}{325} \right)^{\frac{1}{0,37}} = 17.$$

При этом давление конца сжатия P_2 , принимая давление в начале сжатия $P'_1 = 0,9$, получится:

$$P_2 = 0,9 (17)^{1,37} = 42 \text{ атм,}$$

которое не превышает давления сгорания данного двигателя в обычных условиях.

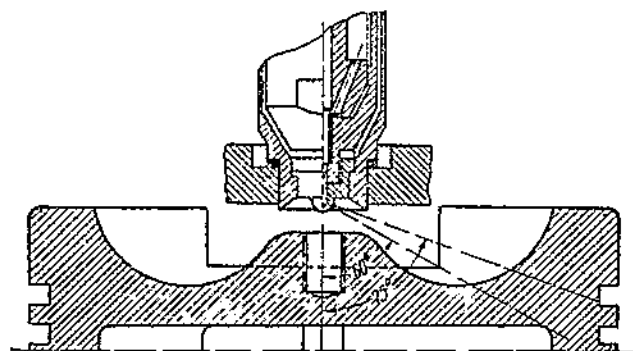
С изменением степени сжатия необходимо изменить направление струи топлива, т. е. надо увеличить угол между осью цилиндра и осью сопловых отверстий соответственно форме камеры сгорания.

На фиг. 31 представлена форма камеры сгорания.

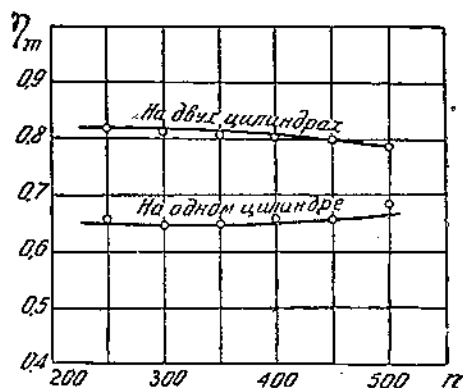
Угол 60° соответствует степени сжатия $\epsilon = 11,3$, а угол 75° соответствует $\epsilon = 17$.

До начала опытов были протарированы: 1) тормозная лента и динамометр для определения окружного усилия на тормозном шкиве, 2) пирометр для замера температуры выхлопных газов и 3) форсуночная пружина. При этом были построены тарировочные кривые.

Для получения более точных результатов и для простоты проведения опытов двигатель был переделан на один правый цилиндр, вынимая при этом с левого цилиндра поршень с шатуном, а крышка цилиндра с форсункой была установлена на месте. Таким образом, опыты производились на одном правом цилиндре двигателя.



Фиг. 31



Фиг. 32

До и после переделки двигателя на один цилиндр предварительно были построены кривые механического к. п. д. (фиг. 32).

Как видно из кривых, механический к. п. д. двигателя, после перехода на один цилиндр, значительно снизился. Повидимому, это объясняется тем, что большая доля теряемой мощности падает на гидравлические и вентиляционные сопротивления. При работе на одном цилиндре двигатель стал работать неспокойно на низких оборотах вследствие недостаточности массы маховика. Для устранения этого явления была включена довольно массивная муфта Леблана, которая соединяла вал двигателя с валом (приводного) воздушного компрессора.

Эта муфта работала как второй маховик и оказалась вполне достаточной для обеспечения спокойной работы двигателя. Но, с другой стороны, этим самым увеличились вентиляционные потери, что также отразилось на величине механического к. п. д.

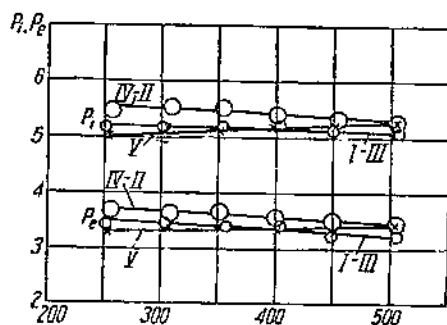
С понижением механического к. п. д. η_m опыты проводились на пониженном нормальном крутящем моменте.

§ 3. Результаты опытов

Во время опытов производились следующие замеры: 1) расход топлива проверенными весами, 2) температура отходящих газов выверенными пирометрами, 3) температура помещения простым термометром, 4) температура входящей и выходящей из двигателя воды, причем температуру воды при выходе при всех опытах держали постоянно равной 70°C , 5) велась запись показания динамометра и груза, 6) снимались диаграммы с цилиндра, насоса и форсунки,

7) определение числа оборотов двигателя производилось тахоскопом. Проведение всех этих замеров производилось наблюдателями, при этом три наблюдателя проводили снятие диаграмм с цилиндра насоса и форсунки, а также одновременно по сигналу определяли число оборотов вала двигателя. Опыт длился 30 мин., а замеры производились через каждые 5 мин., т. е. в течение опыта производилось шесть замеров. Окончательной величиной принималась средняя из шести замеров.

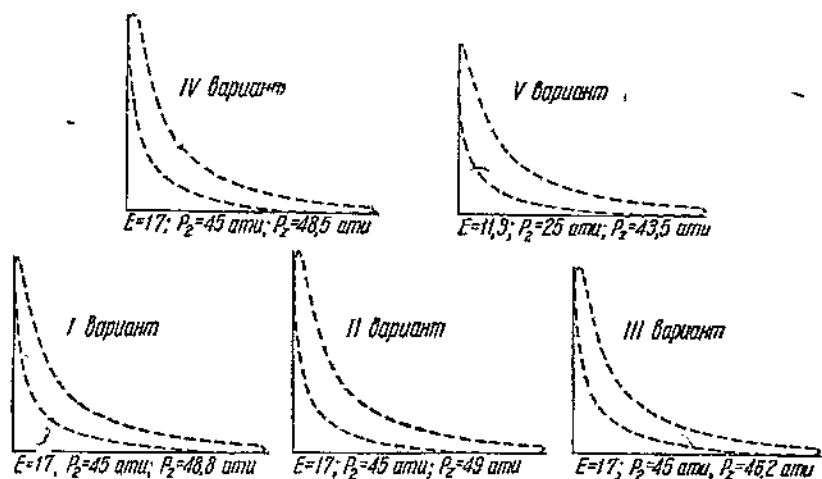
Опыты производились при постоянном крутящем моменте, но после переделки двигателя на один цилиндр тормоз для одного цилиндра оказался большим и не давал возможности держать окружное усилие на тормозном шкиве постоянным при всех опытах. Вследствие этого мы получили заметное колебание среднего эффективного давления P_e и среднего индикаторного давления P_i (фиг. 33), на что необходимо обратить внимание при выводах. Здесь и во всех ниже-



Фиг. 33

приведенных опытных данных необходимо помнить, что цифры на кривых I, II, III, IV и V означают варианты кулаков, при которых проводились опыты и строились соответствующие кривые. Кроме этого, необходимо учесть, что I, II, III, IV варианты испытывались при степени сжатия $\epsilon = 17$, а V вариант—при существующей степени сжатия $\epsilon = 11,3$, причем при проверке путем снятия диаграмм с цилиндра, при выключенном топливе, при всех числах оборотов двигателя оказалось, что при $\epsilon = 11,3$ давление конца сжатия

$$P_2 = 25 \text{ ати и при } \epsilon = 17 \text{ } P_2 = 45 \text{ ати.}$$



Фиг. 34

Для наглядности и сравнения на фиг. 34 приведены типичные индикаторные диаграммы для всех пяти вариантов, снятые при одинаковых нагрузках и числах оборотов $n = 400$ об/мин.

Из этих диаграмм видно, что давление сгорания P_s при $\epsilon = 11,3$ выше давления сжатия $P_2 - P_2 = 18,5 \text{ ати}$, в то время как при $\epsilon = 17$ $P_s - P_2 = 4 \text{ ати}$ максимум, т. е. кулаки первых четырех вариантов не дают такого резкого повышения давления сгорания, как кулак данного двигателя (V вариант).

На фиг. 35 приведены кривые, дающие зависимость степени повышения давления $\lambda = \frac{P_2}{P_1}$ от числа оборотов двигателя для всех вариантов.

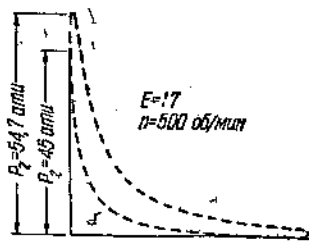
По этим кривым λ V варианта, независимо от числа оборотов, почти в 1,5 раза больше, чем λ остальных вариантов. Это явление и вообще резкое повышение давления сгорания следует объяснить тремя причинами, тесно связанными между собой:

1. Подачей топлива с повышающей скоростью плунжера. При этом, как мы говорили выше, время запаздывания вспышки первой капли, как более крупной, поступившей в цилиндр, всегда больше, чем время запаздывания вспышки последующей капли, как более мелкой, которая поступает в цилиндр под более высоким давлением, чем первая капля. Вследствие этого может случиться, что большое количество топлива сгорит одновременно, что вызывает соответствующее повышение давления.

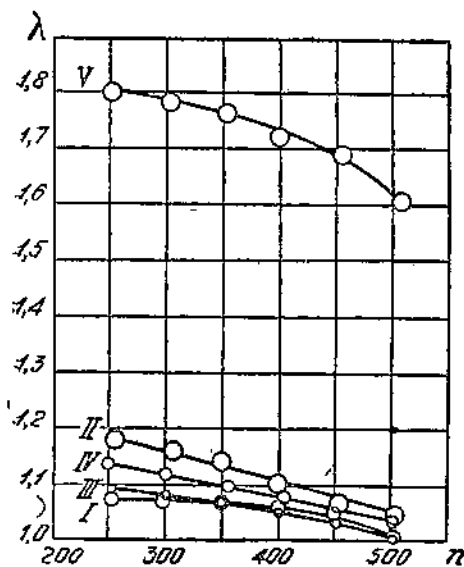
2. Причиной повышения давления является низкая степень сжатия и, следовательно, низкая температура конца сжатия, вследствие чего увеличивается время запаздывания вспышки, и следовательно, вводится большее количество топлива до вспышки.

3. Следует считать, что давление повышается благодаря детонации топлива, т. е. частичного распада его на составные элементы, воспламеняющиеся при более низких температурах. Детонация будет сказываться тем резче, чем меньше степень сжатия и чем больше время опережения подачи, так как при этом увеличивается время запаздывания вспышки.

Отсюда нетрудно понять, почему получилась низкая λ в остальных (I, II, III и IV) вариантах. Здесь топливо подается, как мы увидим дальше, почти под постоянным да-



Фиг. 36



Фиг. 35

влением. Вследствие этого происходит более равномерное и последовательное сгорание.

Кроме этого, высокая температура сжатия также уменьшает опережение подачи. В итоге мы получаем низкое значение λ .

Из той же фиг. 35 видно, что с понижением числа оборотов λ повышается почти во всех вариантах. Это происходит от увеличения опережения подачи по времени.

Нами были испытаны I, II, III, IV варианты кулаков при степени сжатия $\varepsilon = 11,3$ и, наоборот, V вариант (заводской кулак) испытан при степени сжатия $\varepsilon = 17$. При этом имели место следующие явления.

Профили кулаков I, II, III и IV вариантов при $\varepsilon = 11,3$ давали такое же резкое повышение давления P_2 , как и V вариант при $\varepsilon = 11,3$, что объясняется увеличением опережения подачи вследствие низкой температуры конца сжатия.

На профиле кулака V варианта при $\varepsilon = 17$ нельзя было работать, так как при числе оборотов двигателя $n = 500$ об/мин P_2 доходило до 55 атм (фиг. 36), а при снижении числа оборотов до 450 об/мин давление сгорания превышало 60 атм.

Расчетное давление данного двигателя составляет 55 атм.

Резкое повышение P_e при $\varepsilon = 17$, когда применялся V вариант профиля кулака, можно объяснить следующим образом: вследствие повышения температуры конца сжатия опережение подачи уменьшилось, но в силу высокой скорости плунжера в цилиндр поступает большое количество топлива до начала вспышки.

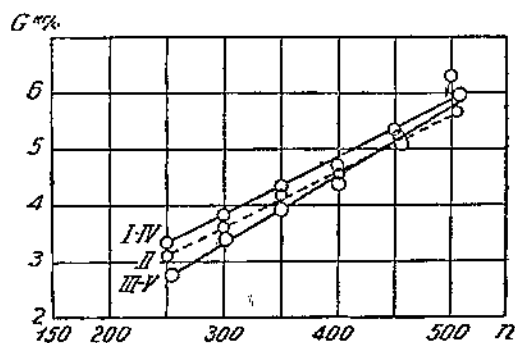
Опережение для каждого варианта устанавливали отдельно, смотря по расходу топлива и температуре выхлопа.

На фиг. 37 представлены кривые часового расхода топлива G для всех вариантов. Из этой фигуры видно, что часовой расход топлива в некоторых случаях даже ниже, чем расход топлива при работе двигателя с кулаком V варианта. Например, кривая III варианта полностью совпадает с кривой V варианта, а расход топлива в час II варианта при больших числах оборотов двигателя несколько ниже расхода топлива в час V варианта.

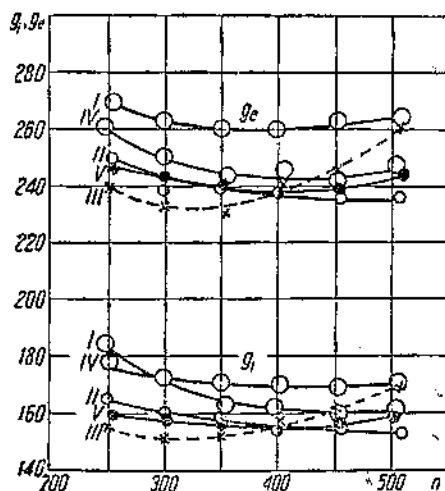
На фиг. 38 приведены кривые расхода топлива на 1 л. с. ч.

Повышенный расход топлива в I варианте объясняется меньшим опережением, что влияет также на степень повышения давления λ (фиг. 35).

Преувеличенный расход на 1 э. л. с. ч. вообще для всех вариантов объясняется падением механического к. п. д. вследствие перехода на один цилиндр, о чем мы говорили выше.



Фиг. 37



Фиг. 38

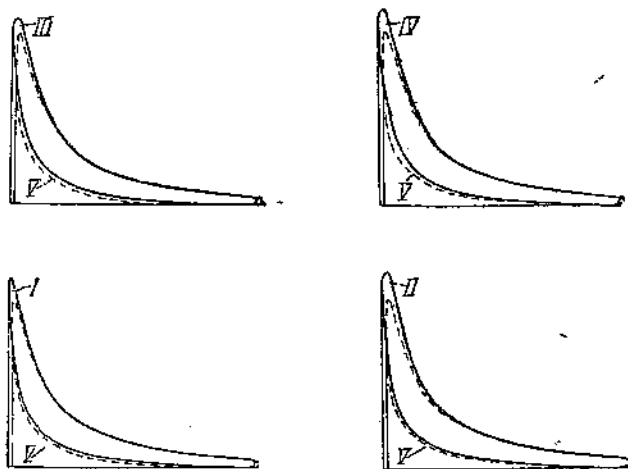
На фиг. 39 представлены индикаторные диаграммы первых четырех вариантов, наложенных на диаграмму V варианта. Из этих диаграмм, судя по характеру протекания линии расширения, можно сказать, что, уменьшая опережение, мы этим самым ничуть не передвинули горение на линии расширения, т. е. на линии расширения не происходит догорания больше, чем это имеет место обыкновенно в данном двигателе.

Если бы мы имели большее догорание по линии расширения, то линия расширения к концу была бы выше обыкновенной и мы должны были получить повышенную температуру выхлопа против обычного. Но как видно из кривых, приведенных на фиг. 40, температура выхлопа T_e в некоторых случаях даже понижается, что также является доказательством лучшего распыла и, следовательно, лучшего сгорания, чем обычно при V варианте.

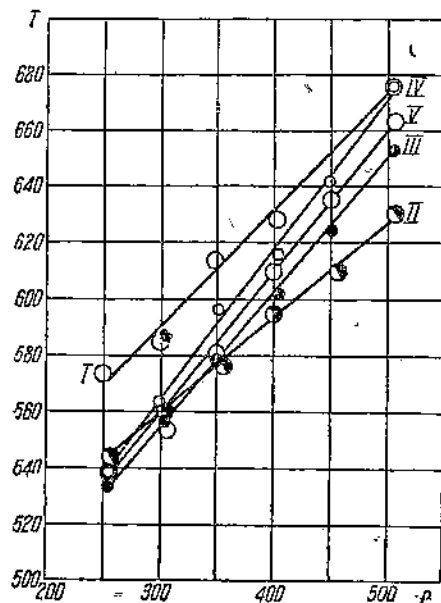
Следует отметить, что при профилях кулаков I, II вариантов двигатель работал более спокойно, чем при III, IV и V вариантах. Минимальное число оборотов, при котором проводились опыты, равнялось 250 об/мин. На этом числе оборотов двигатель с кулаками вариантов I и II работал вполне устойчиво, в то время как при кулаках III, IV и V вариантов с трудом удавалось установить нормальный режим работы двигателя. При снижении числа оборотов ниже 250 при III, IV и V вариантах двигатель садился даже при холостом ходе, а при I и II вариантах двигатель работал вполне устойчиво при 200 об/мин и ниже, но опыты при низких (ниже 250) оборотах нельзя было проводить

из-за тормоза, который для одного цилиндра оказался великим. Без нагрузки I и II варианты позволяли снижать число оборотов двигателя устойчиво до 150 в минуту.

Отсюда следует, что одним из главных факторов, влияющих на качество сгорания, является степень сжатия ϵ . При точном учете степени сжатия с процессом впрыскивания можно получить желательные результаты и добиться хорошего сгорания, не повышая при этом давления сгорания P_2 выше P_2 и не увеличивая расхода топлива и температуры выхлопа. Даже при хорошем подборе степени сжатия можно достичь уменьшения расхода топлива и понижения температуры выхлопа.



Фиг. 39



Фиг. 40

Таким образом, при проектировании впрыскивающей системы, если не будет учтена степень сжатия, как бы хорошо ни было распыление топлива, можно прийти к наихудшим результатам. Поэтому одним из факторов, который должен быть положен в основу расчета впрыскивающей системы, является степень сжатия ϵ , при которой температура конца сжатия даст минимальное значение времени запаздывания вспышки данного топлива.

Проследим теперь, какие явления имели место во впрыскивающей системе, начиная с кулака до сопловых отверстий форсунки.

§ 4. Результаты исследования топливной системы

Как мы уже отмечали выше, параллельно с диаграммой цилиндра снимались диаграммы давления с насоса и с форсунки. Типичные диаграммы для всех пяти вариантов представлены на фиг. 41.

На этих диаграммах линия ab представляет собой атмосферную линию, проведенную перед снятием диаграммы в масштабе 1 мм 0,975° поворота кривошипа, a_2b_2 линию в. м. т.

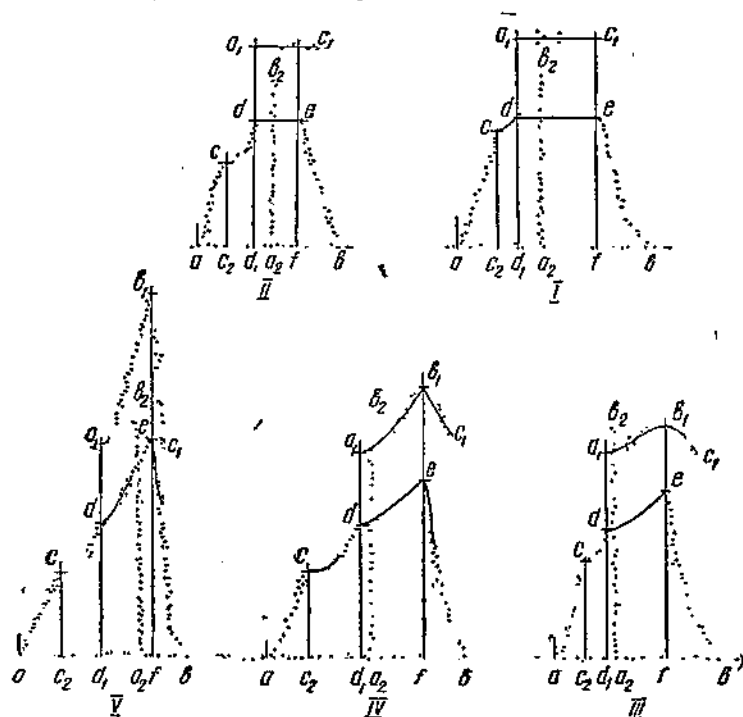
Кривые (ac, cd, de и eb) в целом дают диаграмму давления в насосе в масштабе 1 мм = 6,94 кг/см².

Кривые (a_1b_1 и b_1c_1) представляют собой диаграмму давления в форсунке в масштабе 1 мм = 3,9 кг/см². Следует отметить, что кривые, изображенные на диаграммах точками, получены прерывателем, а сплошные проведены нами на основе следующих соображений.

Из диаграммы давления форсунки (кривые a_1b_1 и b_1c_1 , фиг. 41, V вариант) видно, что в начале подача топлива происходит с повышающим давлением и

кончается с понижающим давлением. Пересечение двух линий, проходящих через точки a_1 и c_1 , будет соответствовать максимальному давлению в форсунке, а в точке b_1 происходит отсечка. Опуская перпендикуляр с точки b_1 на атмосферную линию ab , мы получим точку f , соответствующую углу поворота коленчатого вала в момент отсечки. Рассуждая таким же образом, исправляем и диаграмму насоса. Обращая внимание на диаграммы I и II вариантов, мы замечаем, что от форсунки получается только несколько точек, разбросанных по горизонтали. Это объясняется тем, что давление в форсунке не превышает давления открытия форсуночной иглы.

Следовательно, давление в форсунке и в насосе в период подачи остается постоянным, это позволит провести горизонтальные линии подачи: a_1c_1 по форсунке и de по насосу, так как прерыватели по своей конструкции горизонтальных линий не дают. Только путем изменения давления воздуха в воз-



Фиг. 41

душной сети электропневматического индикатора приблизительно на величину ± 5 *ати* удавалось наносить несколько разбросанных точек по горизонтали (см. диаграммы I и II вариантов фиг. 41).

На этих диаграммах трудно найти начало и конец подачи. То обстоятельство, что во всех диаграммах I и II вариантов точки d и e всегда лежат на одной горизонтали, дает возможность предполагать, что обрывы линий в точках d и e получаются не по вине прерывателя, а вследствие открытия форсуночной иглы в точке d и отсечки в точке e .

Точка c соответствует моменту открытия верхнего нагнетательного клапана.

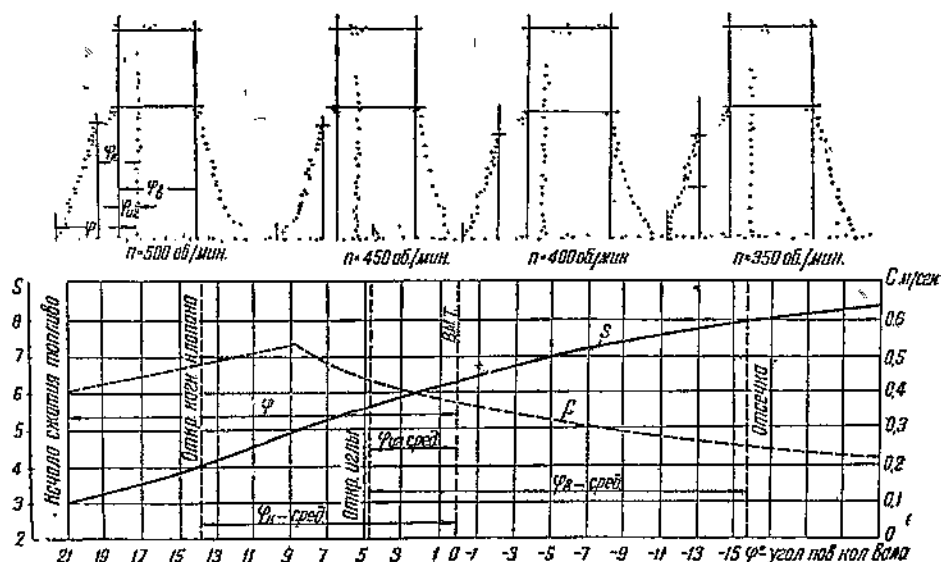
Таким образом, из этих диаграмм мы можем найти числовые величины следующих факторов:

1) опережение по кулаку начала сжатия топлива $\varphi = \overline{aa_2} \cdot m_1$, где $\overline{aa_2}$ в мм взята из диаграммы, а $m_1 = 0,975^\circ/\text{мм}$ — масштаб;

2) опережение открытия нагнетательного клапана $\varphi_k = \overline{c_2a} \cdot m_1$;

3) опережение по открытию форсуночной иглы $\varphi_{из} = \overline{a_1a_2} \cdot m_1$;

- 4) продолжительность подачи по насосу $\varphi_n = \overline{d_1 f} \cdot m_1$;
- 5) давление в насосе в момент открытия нагнетательного клапана $P_k = \overline{cc_2} \cdot m_2$,
где cc_2 в мм взята из диаграммы, а $m_2 = 6,94$ масштаба;
- 6) давление в насосе в момент открытия форсуночной иглы $P_n = \overline{d_1 d} \cdot m_2$;
- 7) давление в насосе в момент отсечки $P'_n = \overline{ef} \cdot m_2$;
- 8) давление в форсунке в момент открытия форсуночной иглы $P_f = \overline{a_1 d_1} \cdot m_3$, где $a_1 d_1$ — отрезок в мм, взятый из диаграммы, а $m_3 = 3,9$ масштаба для данного отрезка;
- 9) максимальное давление в форсунке после открытия иглы $P_{\max} = \overline{b_1 f} \cdot m_3$.



Фиг. 42

Проследим теперь от начала подъема плунжера до отсечки, что происходит в отдельных элементах впрыскивающей системы и как меняются еще перечисленные факторы в зависимости от числа оборотов двигателя.

Для наглядности и для ясности дальнейших суждений на фиг. 42, 43, 44, 45, 46 представлены диаграммы давления насоса и форсунки для отдельных вариантов, снятых при разных числах оборотов двигателя с характеристиками соответствующих профилей кулаков и впрыскивающей системы в целом; причем характеристические кривые профилей кулаков, соответствующие периоду нагнетания, взяты из вышеприведенных фигур 22, 24, 27, 30, 45, перестроенных по углу поворота кривошипа, где начало координат соответствует моментам начала сжатия топлива на диаграммах давления насоса.

Из вышеперечисленного расчета опережения по кулаку получили следующие значения:

Для I варианта	$\varphi_I = 64,2^\circ$	до в. м. т.
" II "	$\varphi_{II} = 37,5^\circ$	"
" III "	$\varphi_{III} = 32,1^\circ$	"
" IV "	$\varphi_{IV} = 64,2^\circ$	"
" V "	$\varphi_V = 38,2^\circ$	"

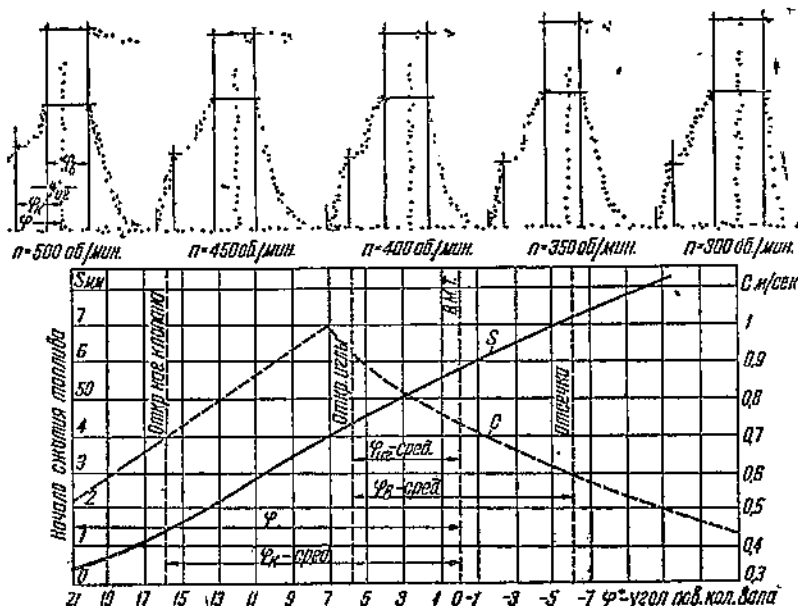
Этим положениям поршня должно соответствовать начало нагнетательного хода плунжера или начало сжатия топлива, однако, в действительности имеем иные значения:

Измерение Расчет

Для I	варианта	21,5°	64,2°
" II	"	21,5°	37,5°
" III	"	15,5°	32,1°
" IV	"	27°	64,2°
" V	"	30°	33,2°

Такое отклонение опережения от расчетных данных является причиной следующих обстоятельств.

При определении холостого хода плунжера мы задались максимальной скоростью истечения струи $W_{\max} = 300 \text{ м/сек}$, чему соответствует максимальное давление в начале подачи $P_{\max} = 500 \text{ кг/см}^2$, а объем сжимаемого топлива



Фиг. 43

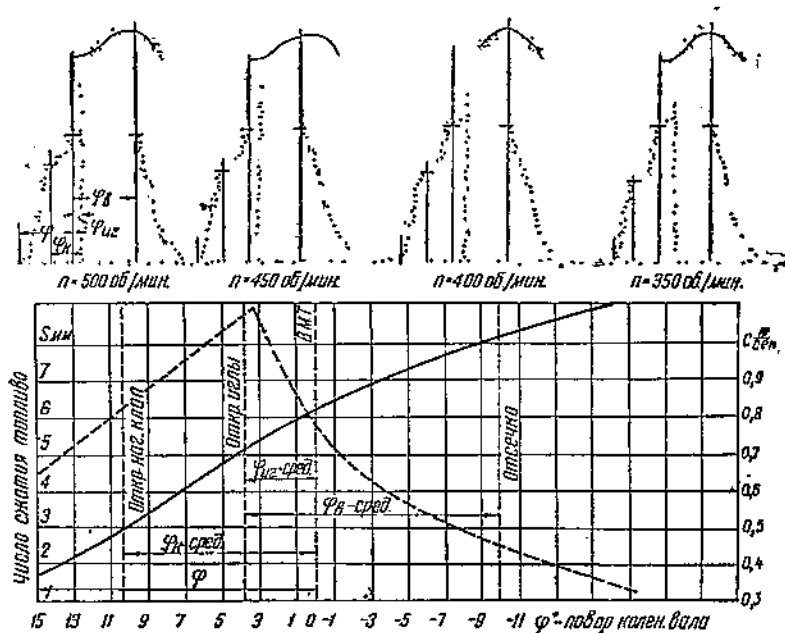
приняли равным объему всей впрыскивающей системы. На самом деле, как мы увидим ниже, давление в насосе в момент подачи не превышает 250 кг/см^2 , а объем сжимаемого топлива равняется только объему насоса до нагнетательного клапана. Вследствие этого изменение объема от сжимаемости топлива получается не $1,03 \text{ см}^3$, а только $0,5 \text{ см}^3$. Кроме этого, задались низким значением коэффициента сжимаемости топлива.

По этим причинам холостой ход плунжера до начала подачи вместо 5 мм получается $2,5 \text{ мм}$. На эту ошибку необходимо обращать внимание при определении холостого хода плунжера до начала подачи. Разные φ для различных вариантов объясняются неодинаковыми опережениями подачи. Опытные данные, приведенные на фиг. 47, показывают, что опережение начала сжатия топлива φ не меняется с изменением числа оборотов двигателя. Это доказывает, что коэффициент наполнения насоса остается постоянным при любом числе оборотов двигателя.

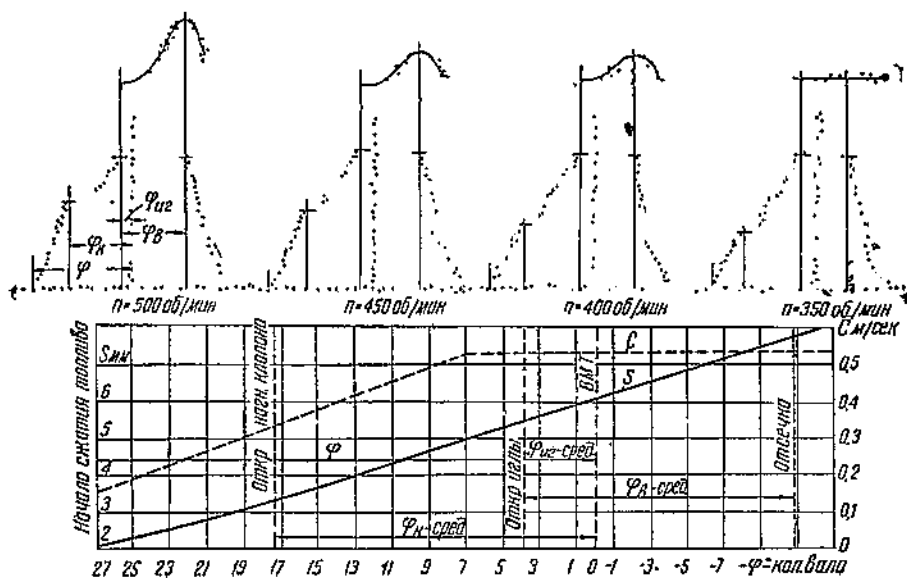
Рассмотрим теперь точку c на диаграмме насоса (фиг. 41), соответствующую началу подъема нагнетательного клапана, и установим влияние числа оборотов на давление в трубопроводе и опережение открытия нагнетательного клапана.

На фиг. 48 представлены кривые изменения P_k в зависимости от числа оборотов двигателя для всех вариантов профилей кулаков, откуда видно,

что давление в насосе в момент открытия нагнетательного клапана при всех вариантах профилей кулаков падает с понижением числа оборотов двигателя. Это значит, что давление в трубопроводе между нагнетательным клапаном и форсуночной иглой падает с уменьшением числа оборотов двигателя.



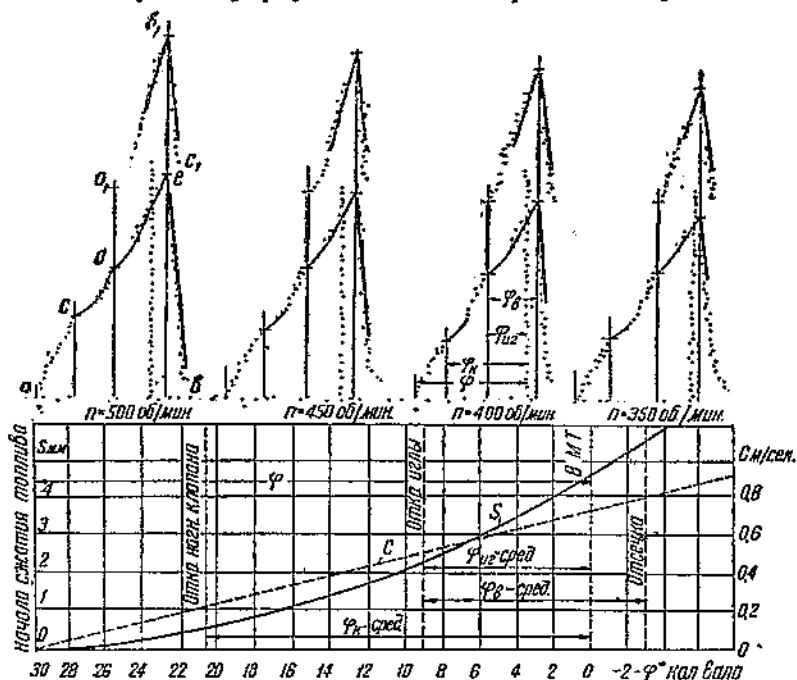
Фиг. 44



Фиг. 45

Судя по расположению кривых $P_k = f(n)$ относительно друг друга, мы замечаем, что давления P_k I варианта больше, чем P_k при остальных вариантах, а P_k V варианта меньше всех остальных, т. е. падение давления в трубопроводе тем больше, чем больше скорость плунжера в период подачи и, следовательно, чем больше максимальное давление подачи (см. диаграммы

давления насоса, фиг. от 41 до 46). Это явление убеждает нас в том, что после отсечки и закрытия форсуночной иглы происходит утечка топлива и эта

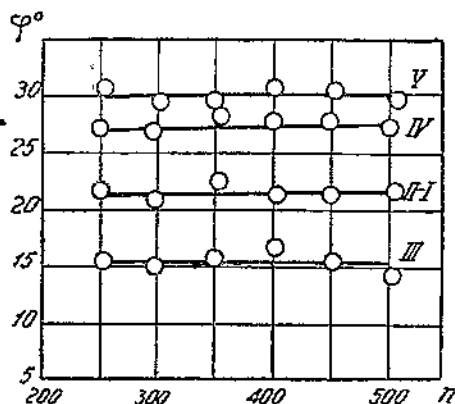


Фиг. 46

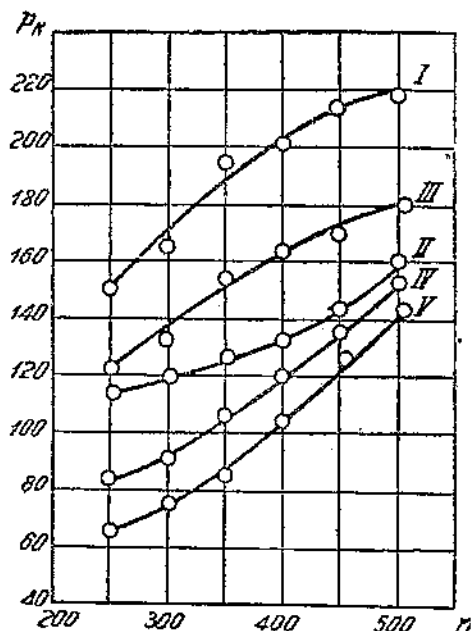
утечка тем больше, чем больше перепад давления между пространством трубопровода и пространством, куда втекает топливо. Если бы не было этой утечки, то давление P_k равнялось бы давлению закрытия форсуночной иглы.

Выясним, в какую сторону трубопровода могла произойти утечка — со стороны нагнетательного клапана или со стороны форсуночной иглы.

Из диаграмм давления форсунки и насоса (точка c_1 , фиг. 41) видно, что в мо-



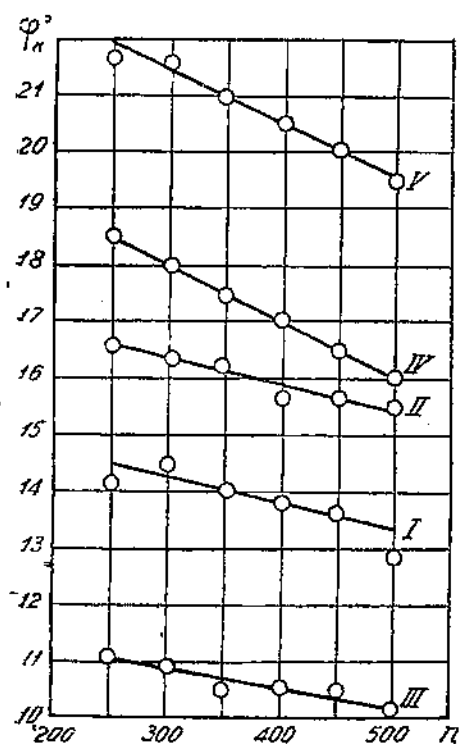
Фиг. 47



Фиг. 48

мент закрытия форсуночной иглы давление в трубопроводе должно равняться давлению закрытия иглы. В этот момент давление в насосе падает

почти до атмосферного. При таком перепаде давления в сторону насоса нагнетательный клапан закрыт, и небольшая утечка возможна только за счет плохой притирки. Как видно, утечка топлива происходит после закрытия нагнетательного клапана и форсуночной иглы. От того, что давление в трубопроводе способствует закрытию нагнетательных клапанов, следует предполагать, что утечка происходит главным образом в сторону иглы в камеру сгорания, так как давление в трубопроводе почти равно давлению форсуночной пружины. Как мы замечаем, на диаграммах давлений форсунки (фиг. 46), игла, после отсечки, еще довольно длительное время не закрывается полностью, т. е. игла очень медленно и с незначительной силой садится на свое седло. Поэтому можно утверждать, что утечка происходит вследствие неплотного



Фиг. 49

и нерезкого закрытия форсуночной иглы, а количество вытекшего топлива, или величина P_k , зависит от времени с момента закрытия иглы до момента ее открытия.

Падение P_k с уменьшением числа оборотов объясняется ростом времени, в течение которого происходит утечка.

Некоторые исследователи утверждают, что вследствие возникновения волн давления в момент отсечки эти последние вторично открывают иглу, и происходит вторичный впрыск.

Такое утверждение можно считать неверным по следующим соображениям: после отсечки игла еще не садится довольно длительное время, в течение которого затухающие волны давления, возникшие в момент отсечки или в момент закрытия нагнетательного клапана, могут совсем затухнуть. Поэтому утечка через иглу после ее закрытия происходит не за счет затухающих волн давления, а за счет перепада статического давления перед иглой и за иглой.

Эта утечка возможна за счет неудовлетворительной притирки иглы к гнезду или за счет неплотной притирки нагнетательных клапанов.

Если утечка происходит только по этим двум причинам то при одном и том же

числе оборотов величина утечки, а следовательно и уменьшения давления P_k в трубопроводах должны остаться постоянными для всех вариантов.

Но как показывает фиг. 48, при одном и том же числе оборотов двигателя давление P_k различно для разных вариантов.

Это дает право сделать предположение, что на утечку влияет также характер посадки иглы к гнезду. Чем резче садится игла, тем меньше утечка и тем выше конечное давление P_k в момент открытия нагнетательного клапана насоса (кривая I, фиг. 48).

Это явление можно объяснить вязкостью топлива, вследствие чего между иглой и седлом существует всегда пленка топлива, через которую происходит утечка.

При резкой посадке иглы толщина пленки становится минимальной, благодаря чему уменьшается утечка. При плавной и медленной посадке иглы пленка между иглой и седлом получается более толстая, что объясняет большую утечку и большее падение давления P_k (кривая V, фиг. 48).

Наличие утечки в сторону цилиндра, после закрытия иглы, безусловно отразится в худшую сторону на сгорании топлива, а изменение P_k может нара-

лизовать назначение отдельных органов впрыскивающей системы и нарушить закономерность подачи топлива.

Посмотрим, какие последствия могут быть в результате утечки топлива и падения топлива в трубопроводе P_k .

На фиг. 49 приведены кривые опережения открытия нагнетательного клапана φ_k в градусах угла поворота кривошипа в зависимости от числа оборотов двигателя.

Сравнивая кривые этой фигуры с кривыми фиг. 48, мы видим, что чем ниже P_k , тем больше φ_k .

Судя по характеру протекания отдельных кривых, с уменьшением числа оборотов φ_k растет. Причиной этого является падение P_k вследствие увеличения утечки.

Таким образом, утечка топлива через иглу после ее закрытия вызывает увеличение опережения открытия нагнетательного клапана. Это явление не может не отразиться на опережении подачи по форсунке $\varphi_{из}$, так как при наличии сжимаемости топлива с изменением P_k изменяется ход плунжера до начала подачи.

Для того чтобы убедиться в этом, выразим нагнетательный ход плунжера до момента открытия иглы через давление P_k .

Если обозначим объем сжимаемого топлива в насосе до верхнего нагнетательного клапана через V_n , то при изменении давления от 0 до P_k объем V_n изменится на величину

$$\Delta V_n = V_n P_k \alpha_T.$$

Если V_i будет обозначать объем между нагнетательными клапаном и иглой, то объем сжимаемого топлива в момент открытия нагнетательного клапана будет равняться

$$V_k = \Delta V_n + V_i.$$

Этот объем при изменении давления от P_k до $P_{ср}$ (давления открытия иглы) изменится на величину

$$\Delta V'_i = (V_n - \Delta V_n + V_i) (P_{ср} - P_k) \alpha_T.$$

Следовательно, весь объем сжимаемого топлива представится формулой

$$\frac{\pi d^2}{4} h' = \Delta V = \Delta V_n + \Delta V'_i = P_k \alpha_T (V_n P_k \alpha_T - V_n P_{ср} \alpha_T - V_i) + P_{ср} \alpha_T (V_n + V_i),$$

откуда нагнетательный ход плунжера до начала подачи h' выразится

$$h' = \frac{P_k \alpha_T (V_n P_k \alpha_T - V_n P_{ср} \alpha_T - V_i) + P_{ср} \alpha_T (V_n + V_i)}{0,785 d^2},$$

где d — диаметр плунжера, а α_T — коэффициент сжимаемости топлива.

Из последнего выражения видно, что с уменьшением давления P_k нагнетательный ход плунжера от начала сжатия топлива до открытия иглы уменьшается, т. е., чем больше утечка, тем меньше угол поворота кривошипа $\varphi - \varphi_2$.

Следует полагать, что изменение величины $(\varphi - \varphi_{из})$ происходит за счет $\varphi_{из}$, так как φ , как было установлено выше (фиг. 47), остается постоянным.

Из вышесказанного нетрудно убедиться в том, что опережение подачи по форсунке $\varphi_{из}$ увеличивается с уменьшением числа оборотов двигателя за счет увеличения утечки через иглу и, следовательно, за счет падения давления P_k .

Увеличение утечки может увеличить давление сгорания вследствие следующих причин: утечка, с одной стороны, вызывает увеличение опережения подачи, а с другой — утечка на линии сжатия может вызвать преждевременную вспышку при достижении температуры в цилиндре ниже температуры конца сжатия вследствие детонации топлива.

Кроме этого, часть топлива, утекшего через иглу, после ее закрытия неполностью используется, что ведет к увеличению расхода топлива.

Посмотрим, какое количество топлива утекает в двигателе через иглу после ее закрытия.

Если в момент закрытия форсуночной иглы в трубопроводе имеется объем топлива V_i под давлением P'_ϕ (давление закрытия иглы), то при падении давления P'_ϕ до давления P_k объем топлива, вытекшего через иглу ΔV_i после ее закрытия, выразится:

$$\Delta V_i = V_i \alpha_T (P'_\phi - P_k).$$

При расходе топлива на цикл Δb в см^3 вытекшее количество топлива через иглу b_1 в процентах от всего количества топлива, введенного в цилиндр на цикл, выразится

$$b_1 = \frac{\Delta V_i \cdot 100}{\Delta b} = \frac{V_i \alpha_T (P'_\phi - P_k) \cdot 100}{\Delta b},$$

где α_T — коэффициент сжимаемости топлива.

В этом уравнении

$$\Delta b = \frac{G}{30 n \gamma_T},$$

где G — часовой расход топлива на один цилиндр двигателя, n — об/мин, γ_T — удельный вес топлива в кг/см^3 , а

$$V_i = \frac{\pi \Delta d_1^2 l}{4},$$

где Δd_1 — диаметр трубопровода в см , а l — длина трубопровода в см от нагнетательного клапана до форсуночной иглы, откуда утечка b_1 в процентах представится следующей формулой:

$$b_1 = \frac{30 \cdot 0,785 \Delta d_1^2 l n \gamma_T \alpha_T (P'_\phi - P_k) \cdot 100}{G}; \quad (57)$$

в нашем случае, подставляя данные $\Delta d_1 = 0,3 \text{ см}$, $l = 100 \text{ см}$, $\gamma_T = 0,000912 \text{ кг/см}^3$, $\alpha_T = 0,6 \cdot 10^{-4}$ (согласно выточкам иглы и прогиба форсуночной пружины) $P'_\phi = 220 \text{ кг/см}^2$, получим

$$b_1 = \frac{0,115 n (220 - P_k)}{100 G} \%.$$

Зная число оборотов двигателя n , найдя значения P_k по кривой (фиг. 48) и значение G по кривой (фиг. 37) для каждого варианта, воспользовавшись последним уравнением, получим нижеприведенную табл. 4.

Таблица 4

n об/мин	500	450	400	350	300	250
b_1 % для I варианта	0	0,48	1,19	2,72	5,16	6,55
b_1 % » II »	7,15	8,05	9,12	9,23	9,96	11,2
b_1 % » III »	3,96	4,8	5,62	7,45	8,82	10,4
b_1 % » IV »	5,55	7,8	9,9	11,15	11,8	12,6
b_1 % » V »	7,57	10,1	12,25	13,1	13,6	14,4

Следует полагать, что значения b_1 в %, приведенные в табл. 4, преуменьшены, так как в подсчетах взято низкое значение коэффициента сжимаемости топлива $\alpha_T = 0,6 \cdot 10^{-4}$. Последние исследования в НИДИ показывают, что значительное влияние на α_T оказывает температура топлива, и с увеличением последней α_T увеличивается.

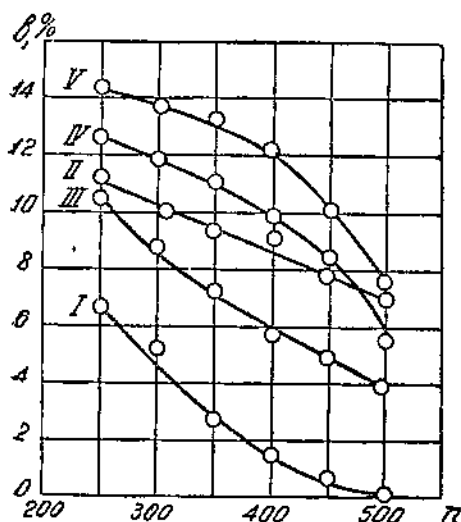
По опытным данным НИДИ $\alpha_T = 0,6 \cdot 10^{-4}$ соответствует температура топлива $15,4^\circ\text{C}$ при удельном весе топлива $\gamma_T = 870 \text{ кг/м}^3$. В действительных

условиях работы двигателя температура сжимаемого топлива гораздо выше 15°C , вследствие чего α_T может дойти до $1 \cdot 10^{-4}$.

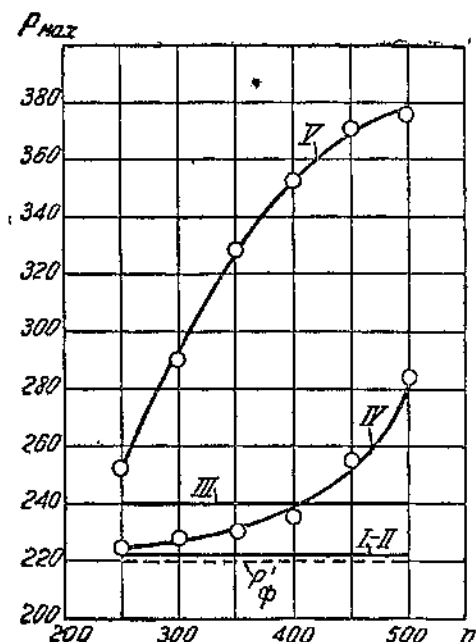
На фиг. 50 нанесены кривые согласно данным табл. 4. Сравнивая эти кривые с соответствующими диаграммами давления (фиг. 42–46), нетрудно заметить, что утечка тем больше, чем выше давление в момент отсечки. Увеличение утечки с уменьшением числа оборотов двигателя происходит вследствие увеличения времени с момента закрытия иглы до момента ее открытия и доказывает, что утечка происходит в период полного цикла.

Конечно, не все утекшее топливо пропадает, но часть топлива, попавшая в цилиндр на линии выхлопа, уносится из цилиндра в атмосферу вместе с продуктами сгорания.

Если предположить, что утечка топлива происходит равномерно, то утечка за каждый ход поршня будет одинаковая



Фиг. 50



Фиг. 51

и при этом утечка за выхлоп будет равна одной четверти полной утечки (при 4-тактном двигателе). Таким образом четверть всей утечки можно считать излишним расходом топлива.

Без преувеличения можно допустить, что 25% из всего вытекшего топлива после закрытия иглы при V варианте, где подача топлива происходит с повышающей скоростью плунжера, целиком выталкивается в атмосферу вместе с выхлопными газами. Это не может не отразиться на величине химической неполноты сгорания.

Рассмотрим участок подачи топлива с момента отсечки до момента закрытия иглы.

На фиг. 51 нанесены кривые максимального давления в форсунке $P_{\max}$ в момент отсечки. На этой фигуре также нанесено пунктирной линией давление закрытия иглы P'_{ϕ} .

Кривые отмечают, что максимальное давление в форсунке при V варианте профиля кулака резко повышается с повышением числа оборотов двигателя. Максимальное давление при I и II вариантах почти не превышает давления форсуночной пружины P'_{ϕ} .

Как мы отмечали выше, расход топлива почти во всех вариантах получился одинаковым, даже II вариант по расходу топлива дает лучший результат, чем V вариант.

Следовательно, повышать давление в период подачи топлива, что равносильно повышению скорости плунжера, нет надобности, так как от этого не улучшается качество распыла, а наоборот — ухудшается. Повышение давления выше давления форсуночной пружины способствует медленному опусканию иглы, а последнее вызывает утечку топлива в цилиндр после отсечки, что нежелательно.

Определим количество топлива, поданное в цилиндр с момента отсечки до закрытия иглы.

Если в ур-нии (57) $(P'_{\phi} - P_k)$ заменим равным ему $(P_{\max} - P'_{\phi})$, получим количество топлива, поданное в цилиндр после отсечки до закрытия иглы b_2 в процентах от всего введенного в цилиндр топлива на цикл

$$b_2 = \frac{30 \cdot 0,785 \Delta d_1^2 l \gamma_T \alpha_T n (P_{\max} - P'_{\phi}) \cdot 100}{G}$$

или, подставляя данные $\Delta d_1 = 0,3 \text{ см}$, $l = 100 \text{ см}$, $P'_{\phi} = 220 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$, $\gamma_T = 0,000912 \text{ кг/см}^3$ и $\alpha_T = 0,6 \cdot 10^{-4}$, получим

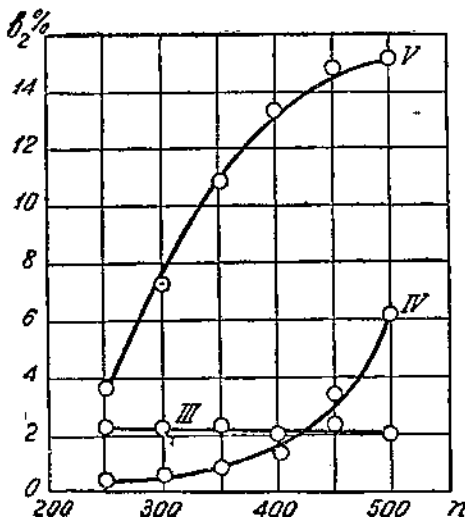
$$b_2 = \frac{0,115 n (P_{\max} - 220)}{100G}$$

Пользуясь кривыми фиг. 37 и 51, согласно последнему уравнению получаем табл. 5.

Таблица 5

n об/мин.	500	450	400	350	300	250
$b_2\%$ для III варианта	1,97	2,17	2,04	2,12	2,1	2,1
$b_2\%$ » IV »	6,2	3,4	1,45	0,91	0,62	0,4
$b_2\%$ » V »	15	14,7	13,25	10,8	7,3	3,45

Для I и II вариантов полагаем, что $b_2 = 0$, так как $P_{\max} = P'_{\phi} = 220 \text{ кг/см}^2$. Сравнивая кривые, построенные по табл. 5 (фиг. 52), с соответствующими кривыми (фиг. 44—46), нетрудно заметить, что чем выше давление в момент отсечки, тем больше количество топлива подано после отсечки $b_2\%$. Несомненно, что наличие подачи топлива в цилиндр после отсечки увеличит догорание. А для того чтобы получить чистое сгорание, на практике увеличивают опережение подачи, как это нетрудно заметить на диаграммах давления насоса и форсунки V варианта — заводского кулака (фиг. 46), где отсечка происходит почти до в. м. т.



Фиг. 52

Поэтому можно полагать, что одной из причин, вызывающих резкое повышение давления сгорания в бескомпрессорных двигателях, является ранняя подача топлива, вызванная произвольным поступлением топлива в цилиндр двигателя после отсечки. Также следует полагать, что утечка топлива после отсечки увеличивает удельный расход топлива.

Сравнивая кривые фиг. 50 и 52 с кривыми фиг. 38, можно видеть, что увеличение расхода топлива на индикаторную л. с. ч. при высоких числах оборотов следует отнести за счет утечки топлива после отсечки до закрытия иглы, а увеличение расхода топлива на л. с. ч. при низких числах оборотов двигателя получается главным образом за счет утечки после закрытия иглы.

Кроме этого, эти утечки, не подлежащие регулированию ни по количеству, ни по времени, ограничивают диапазон работы двигателя.

Как показывают кривые фиг. 50, с понижением числа оборотов утечка b_1 после закрытия иглы увеличивается.

Следует предполагать, что большая доля утекшего топлива падает на линии расширения и входит в общий расход сгоревшего топлива на цикл, т. е. чем ниже число оборотов, тем большее количество топлива будет подаваться на линии расширения после закрытия иглы. Вследствие этого двигатель начинает дымить.

Все эти неполадки, связанные с утечкой топлива после отсечки, являются причиной конструктивных недостатков всей впрыскивающей системы и их необоснованными размерами.

Одним из конструктивных недостатков является наличие нагнетательных клапанов или их нерациональное расположение в системе и нерациональная конструкция.

Удалить нагнетательные клапаны без соответствующего изменения конструкции остальных органов впрыскивающей системы нельзя. Без клапанов настолько резко понижается давление в трубопроводе, что игла не успевает опускаться за падением давления в трубопроводе, и в момент достижения давления ниже давления в цилиндре газы из цилиндра начинают продувать трубопровод, вытесняя из него топливо обратно в насос. Это явление вызывает, с одной стороны, засорение сопловых отверстий, а с другой — наполнение трубопровода газами, в результате чего получается перебой в подаче.

В большинстве впрыскивающих систем количество топлива, сжимаемое в системе при подаче, превышает количество топлива, подаваемое за цикл, примерно в 80 раз.

Это явление парализует функцию отдельных органов системы. Например, для нашего двигателя объем топлива, сжимаемый в впрыскивающей системе, равняется 40 см^3 , в то время как за цикл подается лишь $0,5 \text{ см}^3$ максимум.

При этом в момент достижения давления 400 кг/см^2 и при коэффициенте сжимаемости $a_T = 0,6 \cdot 10^{-4}$ топливо сожмется на объем $\Delta V = 40 \cdot 400 \cdot 0,6 \cdot 10^{-4} = 0,96 \text{ см}^3$, т. е. в два раза больше, чем подъем подаваемого топлива в цилиндр.

После достижения 400 атм роль профиля кулака в период подачи отпадает и вследствие расширения топлива, пока не упадет давление P_{max} , до давления закрытия иглы топливо будет подаваться произвольно.

Особо вредное влияние на четкость регулирования количества подаваемого топлива оказывает замкнутый объем между нагнетательными клапанами и иглой, так как количество топлива, поступающее в цилиндр из-за расширения в замкнутом объеме трубопровода, не поддается регулированию ни по количеству, ни по времени.

Влияние объема сжимаемого топлива в системе будет тем меньше, чем меньше разность давлений между максимальным давлением топлива и давлением форсуночной пружины.

В настоящий момент с целью уменьшения объема доводят диаметр трубопровода до минимального предела, обусловленного возможностью изготовления.

Такое стремление является нецелесообразным и отчасти вредным, так как при этом в результате резкого повышения гидравлических сопротивлений бесполезно повышают давление в топливном насосе и в самом трубопроводе, что является одним из главных причин утечки, т. е. уменьшая влияние одного фактора (объема трубопроводов), этим самым увеличивают влияние другого фактора (давления в трубопроводе) на утечку.

Конечно, этим путем нельзя устранить утечку и улучшить качество распыла, а, наоборот, могут появиться новые факторы, резко ухудшающие качество распыла.

Другим мероприятием на практике для уменьшения утечки является применение нагнетательного клапана особой конструкции, называемого разгрузочным клапаном. Хвостик клапана имеет цилиндрическую часть, плотно вхо-

дующую в направляющую втулку. После отсечки клапан закроется, и объем трубопровода по мере посадки клапана увеличится на величину объема цилиндрической части хвостовика — отчего падает давление в трубопроводе.

Это мероприятие при правильном расчете может довести утечку после закрытия иглы до минимума, но не может устранить утечки до закрытия иглы. Подъем этого клапана слишком увеличивается, доходя до 5—8 мм, в то время как подъем иглы не превышает 0,5 мм. Вследствие этого получается искусственное запаздывание посадки иглы и, следовательно, искусственно увеличивается утечка до закрытия иглы.

Условия работы клапана требуют сугубо осторожного подхода к его расчету. Если время посадки клапана t_k больше, чем время посадки иглы $t_{из}$, то, безусловно, увеличится утечка, если $t_k < t_{из}$ и при резком падении давления в трубопроводе в трубопровод могут попасть газы из цилиндра и вызвать перебой в подаче топлива. Если $t_k = t_{из}$, то для правильной работы клапана необходимо, чтобы максимальное давление в трубопроводе оставалось постоянным независимо от числа оборотов двигателя, в противном случае нарушится равенство.

Учесть все эти условия в расчете нельзя без экспериментальных исследований.

По вышеперечисленным причинам разгрузочный клапан не может быть рекомендован как средство для устранения утечки. Для уменьшения утечки в закрытой форсунке более рационально уменьшить объем трубопровода путем установки нагнетательных клапанов как можно ближе к форсуночной игле.

Устранить влияние объема между нагнетательными клапанами и иглой, обеспечить резкое и плотное закрытие иглы и этим самым устранить утечку топлива в цилиндр можно путем удаления нагнетательных клапанов, но при этом необходимо, чтобы давление в трубопроводе до закрытия форсуночной иглы не упало ниже давления в цилиндре.

§ 5. Выводы

На основе вышесказанного можно сделать следующие выводы:

1. Главными причинами, вызывающими резкое повышение давления сгорания в бескомпрессорных дизелях, являются подача топлива с повышающим давлением впрыскивания и неувязка температуры сжатия с температурой самовоспламенения и с временем запаздывания вспышки.

В случае, когда топливо подается с повышающим давлением впрыскивания, время запаздывания вспышки первых капель, как более крупных, больше, чем время запаздывания последующих капель, как более мелких.

Поэтому имеется возможность предполагать, что все капли, поступившие в цилиндр от начала подачи до первой вспышки, успевают нагреться до температуры самовоспламенения и все они дают вспышку одновременно, вследствие чего резко повышается давление сгорания в цилиндре.

Неувязку же температуры сжатия с температурой самовоспламенения и с временем запаздывания вспышки как причину, вызывающую резкое повышение давления, можно объяснить следующим образом.

В силу высокого значения температуры самовоспламенения применяемых топлив 250—350°C разность температур сжатия и температуры самовоспламенения достигает небольших значений и не может ускорить процесса нагревания капли до температуры ее самовоспламенения. Вследствие этого время запаздывания вспышки капель слишком увеличивается. Это вызывает необходимость увеличения опережения подачи.

В результате подача топлива заканчивается вблизи в. м. т., переходя лишь на незначительную величину угла поворота кривошипа за в. м. т. По причине описанных обстоятельств первая вспышка получается после отсечки, в которой участвует почти вся порция топлива, в итоге чего мы получаем резкое повышение давления сгорания.

2. Во избежание резкого повышения давления сгорания необходимо осуществить подачу топлива с понижающимся давлением впрыскивания и добиться по возможности краткого периода времени запаздывания вспышки первых капель, поступающих в цилиндр в начале подачи путем увеличения ε .

В первом случае, когда топливо подается с понижающимся давлением впрыскивания, время запаздывания вспышки первых капель, как более мелких, всегда меньше, чем время запаздывания вспышки последующих капель, как более крупных. В этом случае не может наступить одновременный взрыв всех капель, поступивших в цилиндр от начала подачи до первой вспышки, и следует ожидать более последовательного сгорания отдельных капель по мере их поступления в цилиндр.

Во втором случае, при увеличении ε , уменьшается опережение подачи топлива, так как время запаздывания вспышки первых капель и есть опережение подачи.

Этим самым мы уменьшаем количество подаваемого топлива от начала подачи до первой вспышки, т. е. в первой вспышке будет участвовать меньшее количество топлива, а чем меньшее количество топлива участвует в вспышке, тем ниже будет давление сгорания.

3. Доминирующее влияние на величину времени запаздывания вспышки капель оказывают давление впрыскивания и температура сжатия.

Путем увеличения давления впрыскивания мы уменьшаем размер капли, а при увеличении температуры сжатия происходит более интенсивное нагревание капли.

При воздействии указанными путями на каплю мы можем резко сократить время запаздывания ее вспышки. Следовательно, после первой вспышки, от того, что температура в цилиндре резко повышается, нагревание капли происходит гораздо интенсивнее, чем до вспышки, и резко сокращается время запаздывания вспышки.

Это обстоятельство в расчетных формулах для определения времени запаздывания вспышки и дальнобойности капли не учитывается. В силу этого мы должны подавать топливо с понижающимся давлением впрыскивания, для того чтобы обеспечить более последовательное сгорание и предотвратить резкое повышение давления сгорания.

Таким образом, величина давления впрыскивания топлива, достигнутая перед сопловыми отверстиями в начале подачи, должна являться максимальным давлением впрыскивания, при котором получается минимальное значение времени запаздывания вспышки первых капель.

Следует отметить, что нецелесообразно уменьшать время запаздывания вспышки первых капель путем увеличения максимального давления впрыскивания в начале подачи. Это затрудняет изготовление топливной системы и вредно отражается на четкости работы всей топливной системы. Более целесообразно уменьшить время запаздывания вспышки первых капель путем увеличения ε , а следовательно, и температуры сжатия, что возможно лишь при процессе $P_z = P_c = \text{const}$, осуществляемом при подаче топлива с понижающимся давлением впрыскивания.

В существующих бескомпрессорных дизелях при осуществлении подачи топлива с понижающимся давлением и при правильной увязке времени запаздывания вспышки первых капель можно повысить давление сжатия до давления сгорания и понизить максимальное давление впрыскивания топлива почти в два раза.

4. На изменение давления впрыскивания топлива в период подачи по определенному закону, соответствующему закону изменения скорости плунжера, влияют главным образом величины объема между нагнетательными клапанами и иглой, а также и зависимость закрытия и открытия иглы от давления топлива.

После отсечки нагнетательные клапаны почти мгновенно закрываются, и давление оставшегося топлива за нагнетательными клапанами препятствует своевременной и резкой посадке иглы. Вследствие этого после отсечки игла

медленно опускается на свое седло. В период этой медленной посадки иглы топливо, расширяясь, продолжает поступать в цилиндр до тех пор, пока давление в трубопроводе не упадет до давления закрытия иглы, т. е. после отсечки до закрытия иглы топливо поступает в цилиндр с понижающимся давлением и совершенно не зависит от скорости плунжера.

Если максимальное давление впрыскивания в период подачи выше давления открытия форсуночной иглы, создаваемого пружиной, то в начале подачи топливо будет подаваться всегда с повышающимся давлением, независимо от характера изменения скорости плунжера в период подачи.

Если разность давлений между максимальным давлением топлива и давлением открытия форсуночной иглы, создаваемым пружиной, незначительна, то независимо от характера изменения скорости плунжера давление впрыскивания в период подачи почти всегда остается постоянным, равным давлению открытия форсуночной иглы, но при этом в период подачи игла часто садится, нерезко и неполностью открывается, и вследствие этого затягивается подача топлива.

5. В результате медленной посадки иглы происходит неплотное закрытие иглы, отчего наблюдается утечка топлива после закрытия иглы в период полного рабочего цикла. Часть утекшего количества топлива в конце расширения и на линии выхлопа повышает температуру выхлопа и расход топлива, а часть утекшего топлива на линии всасывания и сжатия может вызвать преждевременную вспышку и способствовать повышению давления сгорания.

В наших опытах количество утекшего топлива после закрытия иглы доходило до 15% от всего количества топлива, введенного в цилиндр, и тем больше, чем ниже число оборотов двигателя.

Кроме этого, утечка после закрытия иглы вызывает падение давления топлива в трубопроводе и оказывает влияние на опережение подачи "по открытию иглы" в сторону увеличения.

6. Наличие утечки как до закрытия иглы, так и после закрытия парализует четкость работы отдельных органов впрыскивающей системы, так как это явление нарушает всякую закономерность подачи топлива. В наших опытах суммарная утечка достигает до 30% от всего расхода топлива на цикл. Большая часть этого количества полезно используется в цилиндре двигателя, но в силу того, что количество утекшего топлива с понижением числа оборотов увеличивается, значительная часть всего топлива при низких оборотах двигателя попадает в цилиндр на протяжении всей линии расширения, вследствие чего двигатель начинает дымить и садиться.

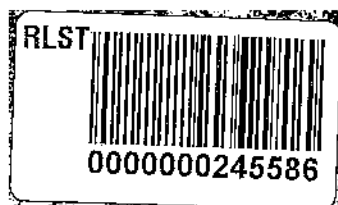
7. Мы убеждаемся, что в силу ряда конструктивных недостатков данной впрыскивающей системы осуществить подачу топлива с понижающимся давлением впрыскивания, согласно произведенным выводам, невозможно.

Опытные данные нас также убеждают в том, что если осуществить подачу топлива полностью по методу, предусмотренному расчетными формулами, можно ожидать заметного улучшения работы бескомпрессорного двигателя. Поэтому после устранения всех выше обнаруженных нежелательных явлений и конструктивных недостатков отдельных органов впрыскивающей системы и после уточнения вышеприведенных расчетных формул и установления отдельных, постоянных коэффициентов путем тщательных экспериментов можно заметно улучшить работу бескомпрессорного двигателя.

Цена 9 руб.

-295737-

1938



**ИЗДАНИЯ
ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТА
высылаются
наложенным платежом
„ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНАЯ
КНИГА — ПОЧТОЙ“
Москва 9,**

**улица Горького, дом 42/2,
и продаются в книжных
магазинах КОГИЗа и
Книгосбыта ОНТИ, а также
в привокзальных киосках
Союзпечати**
