М1147863

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

С С С Р

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени

высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

И.В.Переездчиков

ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗООБМЕНА ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

(диссертация написана на русском языке)

05.190 - Тепловые двигатели

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва 1971

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор Круглов М.Г.

Официальные оппоненты: доктор технических наук Коллеров Л.Н., кандидат технических наук Морозов К.А.

Ведущее предприятие - Брянский машиностроительный завод.

Автореферат разослан "_____" _____ 1971 г.

Защита диссертации состоится "_____" _____ 1971 г. на заседании Совета факультета "Энергомашиностроение" МВТУ им. Баумана (2-я Бауманская, дом 5).

С дисс ВТУ.

В Е.С.

М147863

В В Е Д Е Н И Е

Мощность и экономичность двухтактного двигателя внутреннего сгорания в значительной мере определяется качеством газообмена.

Наиболее достоверные показатели протекания газообмена получают по результатам экспериментальных исследований.

Большое количество экспериментальных работ, которые проводятся как на двигателях, так и на моделях делает необходимым скорейшее решение проблемы моделирования (разработки методаобобщения индивидуальных испытаний, переноса опытных данных с одного двигателя на другой, определения показателей качества газообмена двигателя по результатам испытания модели и т.п.). Решению этого вопроса способствует создание метода расчета органов газораспределения на базе безразмерных комплексов, аналогичных по своему физическому смыслу известным газодинамическим критериям. Такие комплексы, в соответствии с теорией подобия, служат основой для построения графических зависимостей в обобщенных координатах и позволяют распространять результаты экспериментальных исследований на другие двигатели близкой конструкции, но отличающиеся условиями испытаний.

Решение проблемы моделирования позволит значительно уменьшить затраты на исследования, а также ускорить проектирование и доводку новых конструкций двигателей.

Для уменьшения объема экспериментальных работ весьма важным является также умение теоретически правильно оценивать величины коэффициентов расхода органов газораспределения, которые входят в расчетные соотношения.

Настоящая работа служит частью и дальнейшим продолжением теоретических и экспериментальных исследований протекания газообмена, проводимых на кафедре "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" в МВТУ им. Баумана.

Задачами работы являются разработки методов расчета органов газораспределения двухтактных двигателей в критериальной форме и теоретической оценки коэффициентов расхода выпускных клапанов, дальнейшее уточнение вопросов моделирования газообмена и получение экспериментальных данных, необходимых для расчета проходных сечений органов газораспределения, а также подтверждающих правильность теоретических разработок.

1147863

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана

1147863

РАСЧЕТ ОРГАНОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Вследствие сложности явлений, происходящих при газообмене расчет органов газораспределения в большинстве случаев выполняется на базе уравнений установившегося течения идеальной сжимаемой жидкости.

Существующие методы расчета органов газораспределения различаются в зависимости от выбранной схемы протекания газообмена и методов решения основных дифференциальных уравнений.

I. ПЕРИОД СВОБОДНОГО ВЫПУСКА

При расчете периода свободного выпуска основные трудности возникают при решении дифференциального уравнения:

$$\frac{f_t\,dt}{V_0} = \frac{\left(\frac{P_0}{P_t}\right)^{\frac{1}{2n}-\frac{3}{2}}}{\mu_t\, n\sqrt{P_t \vartheta_t}\quad \Psi}\, d\left(\frac{P_0}{P_t}\right) - \frac{1}{\mu_t\sqrt{P_t\vartheta_t}\left(\frac{P_0}{P_t}\right)^{\frac{1}{2}-\frac{1}{2n}}\quad \Psi}\,\frac{dV_0}{V_0} \qquad (1)$$

где f_t, V_0 – текущие проходное сечение выпускных органов и объем цилиндра;

P_t, ϑ_t – давление и удельный объем газа в начале выпуска;

μ_t и n – коэффициент расхода выпускных органов и показатель политропы;

Ψ – скоростная функция.

Известные методы решения дифференциального уравнения (I) (методы: Балтера А.Е., Глаголева Н.М., Круглова М.Г., Орлина А.С., Тареева В.М., Уварова В.В., Швейтцера и других) не позволяют проинтегрировать его в замкнутом виде в период подкритического выпуска без приближенных преобразований.

В работе в отличие от допущений, которые сделаны при выводе уравнения (I) принято, что показатель n политропы изменения состояния газа в цилиндре и показатель адиабаты κ в процессе истечения равны (равенство не является обязательным для периода надкритического истечения).

Тогда, уравнение количества газа, вытекающего из цилиндра в период свободного выпуска, имеет вид:

$$dG_t = -\mu_t a_t f_t \left(\frac{P}{P_t}\right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} M\, f_t\, dt \qquad (2)$$

где a_t, γ_t – скорость звука и удельный вес газа при параметрах в цилиндре в начале выпуска;

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ
МВТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

P – давление в выходном сечении выпускных органов:

$P = P_p$ при числе Маха $M < I$ (подкритическая фаза) и

$P = P^* = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} P_0$ при числе $M = I$ (надкритическая фаза).

В работе использованы также зависимости, установленные между текущими параметрами газа в цилиндре a_0, P_0, T_0, γ_0 и параметрами в цилиндре a_0^*, P_0^*, T_0^*, γ_0^* в момент критического отношения давлений при истечении.

$$\left.\begin{aligned} \frac{T_0}{T_0^*} &= \frac{2}{k+1}\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) \\ \frac{a_0}{a_0^*} &= \left(\frac{T_0}{T_0^*}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{P_0}{P_0^*}\right)^{\frac{k-1}{2k}} = \left(\frac{\gamma_0}{\gamma_0^*}\right)^{\frac{k-1}{2}} \\ d\ln\Gamma_0 &= \frac{1}{k-1}\, d\ln\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

Подкритическая фаза

Уравнение (2) приведено к безразмерному виду:

$$\frac{dG_0}{G_0} = -\frac{dA_0'}{\varphi(M)}, \qquad (4)$$

где

$$A_0' = \mu_t a_t \left(\frac{P_p}{P_t}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \int_{t_0^*}^{t_0} \frac{f_t\, dt}{V_0}; \quad \varphi(M) = \frac{\left[1 + \frac{k-1}{2} M^2\right]^{\frac{1}{k-1}}}{M}$$

В безразмерном комплексе A_0' отношение $\frac{f_t}{V_0}$ является искомым по времени (углу поворота коленчатого вала), либо может быть заданным (аналитически или графически).

С использованием зависимости (3) и теоремы о среднем в интегральном исчислении получаем

$$-\varphi(K_p) = \int_{M=1}^{M=M_1} \frac{dM}{\left[1 + \frac{k-1}{2} M^2\right]^{\frac{k-2}{k-1}}} = \int_{\gamma_0^*}^{\gamma_0} \varphi(M) \frac{d\gamma_0}{\gamma_0} = \varphi(P) \int_{\Gamma_0^*}^{\Gamma_0} \frac{d\Gamma_0}{\Gamma_0}; \qquad (5)$$

$$-A_0' = \int_{G_0^*}^{G_0} \varphi(M) \frac{dG_0}{G_0} = \varphi(P') \int_{G_0^*}^{G_0} \frac{dG_0}{G_0} \qquad (6)$$

где $\varphi(P)$ и $\varphi(P')$ – величины, удовлетворяющие (5) и (6).

С помощью соотношения $\frac{dG_0}{G_0} = \frac{d\delta_0}{\delta_0} + \frac{dV_0}{V_0}$ в работе показано, что $\varphi(P) = \varphi(P')$, $P = P'$

Тогда из выражений (5) и (6) окончательно имеем

$$A_0' = \frac{\ln \frac{G_0}{G_0^*}}{\ln \frac{\delta_0}{\delta_0^*}} \xi(\mathcal{K}_p) \qquad (7)$$

Функция $\xi(\mathcal{K}_p)$ зависит от показателя адиабаты κ и равна:

при $\kappa = \frac{7}{5} = 1{,}4$

$$\xi(\mathcal{K}_p) = \varkappa^{\frac{1}{2}} \left[R_1 - \left(\frac{1}{4}\mathcal{K}_p^3 + \frac{3}{8}\mathcal{K}_p \right) Z - \frac{3}{8} \ln \left| (\mathcal{K}_p + Z) \right| \right];$$

при $\kappa = \frac{4}{3} \approx 1{,}333$

$$\xi(\mathcal{K}_p) = \varkappa^{\frac{1}{2}} \left(R_2 - \frac{1}{5} Z^5 + \frac{2}{3} Z^3 Z \right);$$

при $\kappa = \frac{9}{7} \approx 1{,}286$

$$\xi(\mathcal{K}_p) = \varkappa^{\frac{1}{2}} \left[R_3 - \left(\frac{1}{6}\mathcal{K}_p^5 + \frac{5}{24}\mathcal{K}_p^3 + \frac{5}{16}\mathcal{K}_p \right) Z - \frac{5}{16} \ln \left| (\mathcal{K}_p + Z) \right| \right] \qquad (8)$$

где

$$Z = \left(\mathcal{K}_p^2 - 1 \right)^{\frac{1}{2}} \; ; \quad \mathcal{K}_p = \left(\frac{P_0}{P_p} \right)^{\frac{1}{\kappa\varkappa}} \; ; \quad \varkappa = \frac{2}{\kappa - 1}$$

Значения R_1, R_2, R_3 определяются по формулам (8) при $\mathcal{K}_p = \left(\frac{P_0^*}{P_p} \right)^{\frac{1}{\kappa\varkappa}}$ и $\xi(\mathcal{K}_p) = 0$.

Для удобства анализа выражение (7) можно представить в виде:

$$\left(\frac{P_0}{P_0^*} \right)^{\frac{A_0'}{\xi(\mathcal{K}_p)} - 1} = \left(\frac{V_0}{V_0^*} \right)^{\kappa} \qquad (9)$$

Из выражения (9) следует:

1. при $A_0' = 0$ (отсутствие истечения) изменение параметров заряда в цилиндре протекает по адиабатическому закону $P_0 V_0^{\kappa} = \text{const}$.
2. при $A_0' = A_{0\,max}' = \xi(\mathcal{K}_p)$ $V_0 = \text{const}$ и, следовательно, увеличение в процессе истечения объема цилиндра уменьшает необходимое время сечения.
3. в реальных двигателях комплекс A_0' изменяется в ограниченных пределах. Практически он не превышает единицы и, следовательно, его можно использовать для количественной оценки газообмена. В частности, он является, например, обобщенной координатой изменения давления; имеет физический смысл равносильный

газодинамическому критерию Струхаля.

В работе приведена номограмма для определения комплекса $A_{\cdot}'$.

Надкритическая фаза.

В этом случае уравнение (2) принимает вид

$$dG_0 = -\mu_t \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} a_t \gamma_t \left(\frac{P_0}{P_t}\right)^{\frac{k+1}{2k}} f_t\, dt \qquad (10)$$

Используя уравнение адиабаты, из выражения (10) можно получить

$$\int_{t_t}^{t_0} \left(\frac{V_t}{V_0}\right)^{\frac{k+1}{2}} f_t\, dt = \frac{2}{k-1} \frac{\left[\left(\frac{G_t}{G_0}\right)^{\frac{k-1}{2}} - 1\right]}{\frac{\mu_t a_t}{V_t}} \left[\frac{k+1}{2}\right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \qquad (11)$$

При политропическом изменении состояния газа в цилиндре вместо (II) имеем уравнение

$$\int_{t_t}^{t_0} \left(\frac{V_t}{V_0}\right)^{\frac{n+1}{2}} f_t\, dt = \frac{2}{n-1} \frac{\left[\left(\frac{P_t}{P_0}\right)^{\frac{n-1}{2n}} \left(\frac{V_t}{V_0}\right)^{\frac{n-1}{2}} - 1\right]}{\frac{\mu_t a_t}{V_t}} \left[\frac{k+1}{2}\right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$$

которое ранее было получено Стечкиным Б.С., Уваровым В.В., Глаголевым Н.М. приведением дифференциального уравнения (I) к уравнению типа Бернулли.

В работе уравнение (10) приведено к безразмерному виду

$$\frac{dG_0}{G_0} = -\left(\frac{P_0}{P_t}\right)^{\frac{k-1}{2k}} dA_0'',$$

где $dA_0'' = \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \frac{\mu_t a_t f_t\, dt}{V_0}$, и проинтегрировано относительно безразмерного комплекса A_0''.

При интегрировании в пределах от начала выпуска – t_t до момента t^* – окончания надкритического выпуска получаем

$$\int_{t_t}^{t^*} dA_0'' = A_{0кр}'' = \frac{\ln\left[\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(\frac{P_t}{P_t}\right)^{\frac{1}{k}} \frac{V_0^*}{V_t}\right]}{\ln\left[\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(\frac{P_2}{P_t}\right)^{\frac{1}{k}}\right]} \frac{2}{k-1} \left[\sqrt{\frac{2}{k+1}} \left(\frac{P_t}{P_t}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]$$

В работе приведена номограмма для определения комплекса $A_{кр}''$.

Истечение в двух фазах.

При истечении в двух фазах расчетное выражение имеет вид

$$A_o = \mu_1 a_1 \left(\frac{p_f}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \int_{t_1}^{t_2} \frac{f_o\,dt}{V_o} = A_o' + \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \left(\frac{p_f}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{2k}} A_{o\kappa p}''$$

II. ПЕРИОД ПРОДУВКИ НАПОЛНЕНИЯ

В этом случае введены в рассмотрение:

1. безразмерный комплекс $A_m = \int_{t_1}^{t_2} \frac{a_k f_{kn}\,dt}{V_h}$

где a_k – скорость звука при параметрах на впуске;

f_{kn}, V_h – текущее проходное сечение впускных органов и рабочий объем цилиндра;

2. функция $\tau(M) = M\left[1 + \frac{k-1}{2} M^2\right]^{-\frac{k+1}{2(k-1)}}$

3. теоретический коэффициент избытка продувочного воздуха φ_{kT}; при этом, $d\varphi_k = \mu_{kn}\, d\varphi_{kT}$, где μ_{kn} – коэффициент расхода впусных органов.

С учетом этого при общепринятых допущениях получено безразмерное уравнение

$$\varphi_{kT} = \tau(M)\, A_m \qquad (12)$$

в котором коэффициент φ_{kT} и комплекс A_m являются критериями газодинамического подобия.

При $\tau(M) = \tau(1)$ коэффициент φ_{kT} имеет максимальное значение $\left(\varphi_{kT} = \varphi_{kT}^*\right)$; при этом

$$\frac{\varphi_{kT}^*}{\varphi_{kT}} = \frac{1}{q(1)} = \frac{1}{M}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)\right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$$

где $q(1)$ – табличная газодинамическая функция.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ВЫПУСКНЫХ КЛАПАНОВ ПРИ ПОДКРИТИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ ИСТЕЧЕНИЯ

Одним из способов определения коэффициентов расхода является статическая продувка модели. Однако, условия продувки модели отличаются от условий протекания газообмена в реальном двигателе, что следует учитывать.

В работе предложены зависимости для теоретической оценки

величины коэффициента расхода клапанов при подкритическом режиме течения.

При выводе формулы коэффициента расхода использовалось уравнение энергии реального потока в виде

$$c_p T_0 + \frac{w_0^2}{2g} = (1-\Psi) c_p T_p + \frac{w_p^2}{2g} \qquad (18)$$

где T_0, T_p – соответственно температуры газа в цилиндре (перед клапанами) и в выпускном трубопроводе (за клапанами); w_0, w_p – соответственно скорости потока в цилиндре и в трубопроводе; g – ускорение свободного падения; Ψ – доля энергии (от общего теплосодержания в сечении за клапанами), подводимая к потоку извне; c_p – теплоемкость, принятая постоянной вследствие сравнительно небольшого изменения температуры при движении потока через клапаны.

С учетом уравнения (13) выражение весового расхода при политропическом законе изменения параметров в реальном потоке имеет вид

$$G = \sqrt{\frac{g}{RT_0}}\, p_0 f_p \sqrt{\frac{\frac{2\kappa}{\kappa-1}\left[1-(1-\Psi)\left(\frac{p_p}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]}{\left(\frac{p_0}{p_p}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{f_p}{f_n}\right)^2}} \qquad (14)$$

где f_n и f_p – соответственно площади поперечного сечения цилиндра и проходного сечения трубопровода.

В теоретическом случае при изэнтропическом течении в выражении (14) $\Psi = 0$, $n = \kappa$. Поэтому, коэффициент расхода выпускных клапанов равен

$$\mu_c = \sqrt{\frac{1-(1-\Psi)\left(\frac{p_p}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{1-\left(\frac{p_p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \cdot \frac{\left(\frac{p_0}{p_p}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{f_p}{f_n}\right)^2}{\left(\frac{p_0}{p_p}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{f_p}{f_n}\right)^2}} \qquad (15)$$

Анализ влияния различных величин на коэффициент μ_c позволяет упростить формулу (15)

$$\mu_c = \left(\frac{p_p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-n}{\kappa n}} \sqrt{\frac{1-(1-\Psi)\left(\frac{p_p}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{1-\left(\frac{p_p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}} \qquad (16)$$

Ввиду того, что изменение температуры газа при его движении через клапаны значительно меньше абсолютного значения температуры, то приращение энтропии в процессе истечения можно выразить уравнением

$$\Delta S = A \sum \zeta \frac{\kappa R}{\kappa - 1} \cdot \frac{T_*}{T_p} \left[1 - (1 - \Psi) \left(\frac{P_p}{P_*} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + \Psi A \frac{\kappa R}{\kappa - 1} , \qquad (17)$$

где $\sum \zeta$ и A - соответственно суммарный коэффициент потерь и тепловой эквивалент.

С учетом полученного выражения (17) и известного уравнения для приращения энтропии в политропном процессе имеем

$$\sum \zeta = \frac{\frac{n-\kappa}{n \cdot \kappa} \ln \frac{P_p}{P_*} - \Psi}{\Psi + \left(\frac{P_*}{P_p} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1} \qquad (18)$$

С другой стороны, суммарный коэффициент потерь можно представить как сумму коэффициента потерь при расширении и коэффициента ζ_* остальных потерь (постоянного для данной конструкции клапана и выпускного трубопровода):

$$\sum \zeta = \left[\frac{f_t}{f_t} - 1 \right]^2 + \zeta_* \qquad (19)$$

Анализ полученных соотношений (16), (18), (19) показывает, что коэффициент μ_t существенно зависит от площади проходного сечения клапанов и практически не зависит от отношения давлений P_p / P_* .

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗООБМЕНА ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.

Опираясь на теорию подобия можно сформулировать следующие необходимые и достаточные условия подобия газообмена:

1. геометрическое подобие систем;
2. равенство безразмерных комплексов, составленных из условий однозначности, т.е. равенство определяющих критериев подобия;
3. постоянство масштабов величин, входящих в условия однозначности.

Сложность процессов, происходящих при газообмене, требует своеобразного подхода к решению вопроса о нахождении необходимой системы критериев подобия.

Действительно, с одной стороны, при газообмене имеет место процесс течения сжимаемой жидкости по газовоздушному тракту, при

моделировании которых можно пренебречь силами тяжести. С другой стороны, переменное количество газа в системе и весовые соотношения, определяющие качество газообмена, напротив, требует учета сил тяжести.

Так как мерой соотношения сил, действующих в потоке, является безразмерная комбинация величин, то в работе устанавливаются безразмерные комбинации, учитывающие силы тяжести, которые принимают достаточно большие или достаточно малые значения и которые, следовательно, выпадают из числа аргументов, существенных для процесса.

С этой целью анализируются комплексы простого типа, к которым, в частности, отнесены:

$$\beta = \frac{g\,\Delta t}{w}\ ;\ \Pi = \frac{p}{\delta D} = \frac{RT}{D}\ ;\ \theta = \frac{g\,\Delta t^2}{D}\ ;\ Z = \frac{1}{j}\,\frac{\rho w}{\eta}\ ;\ \varkappa = \frac{g\,\Delta t}{a}\ ,$$

где D и η – соответственно характерный размер и коэффициент динамической вязкости.

Комплексы простого типа могут быть получены из общих уравнений движения вязкой сжимаемой жидкости обычным способом.

Все безразмерные газодинамические комбинации могут быть представлены (теплообмен не рассматривается) в виде соотношений между этими комплексами и, в частности, между следующими из них: θ, β, $\varkappa$ и Z. Тогда, имеет смысл система:

$$\left.\begin{aligned} \theta &= \frac{g\,\Delta t^2}{D} = idem \\ \varkappa &= \frac{g\,\Delta t}{a} = idem \\ \beta &= \frac{g\,\Delta t}{w} = idem \\ Z &= \frac{1}{j}\,\frac{\rho w}{\eta} = idem \end{aligned}\right\} \qquad (20)$$

В системе (20) некоторые комплексы одновременно выражают собой отношение одноименных величин и могут быть использованы в качестве параметрических критериев. Кроме того, один из комплексов $\varkappa$ или β можно заменить на отношение между ними. Тогда, в соответствии с теорией подобия, имеем следующую систему, эквивалентную системе (20):

$$\left.\begin{aligned} \theta &= \frac{g}{\Omega} = idem \\ \varkappa &= \frac{u}{a} = idem \\ Z_u &= \frac{\rho a}{j\eta} = idem \\ M &= \frac{w}{a} = idem \end{aligned}\right\} \qquad (21)$$

где S – путь свободного падения, пройденный материальной точкой за элемент времени Δt ; u – скорость свободного падения материальной точки в момент времени t ; θ – параметрический критерий геометрической природы; $\varkappa$ и M – параметрические критерии физической природы, выражающие условия подобия скоростных полей; Z_a – критерий подобия комплексного типа. В системе (21) он является единственным критерием динамического подобия процессов. Поэтому, критерий Z_a характеризует силы, существенные для процесса. В работе показано, что газообмен зависит от соотношения четырех сил: давления, инерции, трения и тяжести. Мерой этого соотношения является комплекс Z_a .

В большинстве случаев при движении газов путь S , который проходят частицы в процессе свободного падения пренебрежимо мал по сравнению с геометрическими размерами системы ($S \ll D$). Соответственно мало время (длительность) процесса. Поэтому, $u \ll a$. Тогда из системы (21) критерии θ и $\varkappa$ можно исключить: рассматриваемый процесс протекает автомодельно по отношению к ним. Однако, соединив их вместе, получаем комплекс, в который входят соизмеримые величины.

Таким образом, имеем следующую систему

$$\left.\begin{aligned} Sh_a &= \frac{a_0 t}{D} \\ Z_a &= \frac{\rho a}{g \eta} \\ M &= \frac{w}{a} \end{aligned}\right\},$$

которая используется в работе в качестве базовой для получения определяющих критериев.

Так как особенностью газообмена является переменное количество газа в системе, то представляет интерес рассмотреть истечение сжимаемой жидкости из цилиндрической емкости диаметром D и длиной L .

Очевидно, что данный процесс характеризуется соотношением сил тяжести и давления. Моделирование этого процесса тесно связано с моделированием температурного поля так как

$$\frac{P \cdot \frac{\pi D^2}{4}}{G} = \frac{RT}{L}$$

Справедлив и обратный вывод о том, что при моделировании температурного поля рассматриваемой системы необходимо принимать во внимание силу тяжести, т.е. количество газа, находящегося

внутри емкости. Это положение позволяет моделировать температуру точки "в" - начала выпуска газа из цилиндра двигателя на "холодной" модели.

В работе показано, что подвод тепла на холодной модели качественно отличается от подвода тепла в двигателе. Он происходит за счет ввода в цилиндр на ходе расширения дополнительного количества газа. В этом случае, удаление из цилиндра газов при постоянной энтропии сравнимо с процессом изменения энтропии при $G_0 = const$

$$\frac{dS_0}{c_v} = \frac{dG_0}{G_0} \qquad (22)$$

Соотношение (22) используется, в частности, для определения количества заряда, которое необходимо подать в цилиндр модели на линии расширения.

Окончательно система критериев, определяющих протекание газообмена, имеет вид

$$\left.\begin{aligned}
&1.\ K_D = \frac{D_2}{D_1} = const \\
&2.\ A_m = \frac{a_к}{6n}\int_{d_1}^{d_2}\frac{f_{bn}\,dd}{V_h} = idem \\
&3.\ K_p = p_к/p_p = idem \\
&4.\ Z_к = \frac{p_к a_к}{g\,\eta_к} = idem \\
&5.\ Z_t = \frac{6n\,p_t}{g\,\eta_t}\cdot\frac{1}{\int_{d_1}^{d_2}\frac{f_t\,dd}{V_0}} = idem
\end{aligned}\right\} \qquad (23)$$

где K_D - масштаб геометрического подобия модели;

n и d - соответственно число оборотов и угол поворота коленчатого вала.

При написании системы (23) использовались также уравнения, полученные в критериальной форме для расчета органов газораспределения. Показано, например, что безразмерный комплекс A_m имеет физический смысл критерия Струхаля (Sh). Однако, он более полно характеризует процесс, так как получен из уравнения, описывающего период продувки.

Обработку данных следует производить в зависимости от установленных критериев подобия.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И ПРОГРАММА ИССЛЕДОВАНИЙ

Для проведения статических и динамических исследований была спроектирована и создана универсальная установка.

Установка представляет собой модель мощного двухтактного малооборотного судового дизеля ДКРН 75/160 Брянского машиностроительного завода с коэффициентом геометрического подобия 1:5. Установка состоит из главного цилиндра, пульсаторов, впускной и выпускной систем, системы дополнительной подачи заряда, систем пуска, торможения и автоматического управления операциями и имеет выносной пульт управления. Модель может работать на одноцикловом или двухцикловом режиме, а также с включенными или выключенными пульсаторами. Пульсаторы служат для имитации в выпускной системе условий, подобных условиям в выпускной системе двигателя, с учетом влияния выпусков из соседних цилиндров. При проведении статических исследований включалась дополнительная система снабжения воздухом, который подавался от компрессора типа "Ривелл".

Программой опытов предусматривалась проверка достоверности теоретического расчета коэффициента расхода выпускных клапанов. Поэтому исследование коэффициента μ_t проводилось в зависимости от площади проходного сечения клапанов и отношения давлений P_r / P_0. Исследование коэффициента расхода окон проводилось при разных положениях поршня в зависимости от отношения давлений P_w / P_k.

При динамических исследованиях ставилась задача проверки методики моделирования, изложенной выше.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Эксперименты подтвердили полученные теоретические зависимости для коэффициента расхода клапанов. В частности, показано существенное влияние на коэффициент μ_t площади проходного сечения клапанов и его слабая зависимость от отношения давлений. При изменении отношения P_r / P_0 в пределах 0,54 - 0,847 изменение μ_t не превосходило 6%, то находилось в пределах точности его измерения.

Сравнение результатов исследования с результатами полученными Казачковым Р.В. при статической продувке четырехтактного дизе-

ля Д6 показало, что двигатели с близкими геометрическими размерами цилиндра и органов газораспределения будут иметь (при прочих равных условиях) приблизительно одинаковые коэффициенты расхода μ_t клапанов.

Коэффициент μ_{tn} изменялся как в зависимости от площади проходного сечения окон, так и в зависимости от отношения давлений $P_н / P_к$. Обращает на себя внимание сравнительно узкий диапазон изменения отношения $P_н / P_к$, что связано с малым сопротивлением впускных окон. Этот диапазон становился тем уже, чем больше были открыты окна. Изменение коэффициента μ_{tn} было также невелико. Особенно оно мало при небольших степенях открытия окон и становится более заметным при полностью открытых окнах. Значения μ_{tn} больше при малых открытиях окон и снижаются по мере увеличения площади проходного сечения окна. Причина заключается в изменении конфигурации потока.

В интервале исследованных положений поршня и отношений $P_н / P_к$ коэффициент расхода окон модели изменялся в диапазоне 0,7 - 0,85, что согласуется с результатами исследований на двигателе ЯАЗ-204 проф. Хайлова М.А. и инж. Семенцова К.А.

Результаты экспериментов на динамической модели показали, что характер изменения коэффициента расхода окон в зависимости от числа M сохраняется приблизительно таким же как и при статической продувке модели. Однако, абсолютные значения чисел M больше в условиях динамической работы модели, а абсолютные значения μ_{tn} значительно меньше, чем при статической продувке модели. Кроме того, установлено, что в зависимости от числа M коэффициент расхода окон имеет максимум. Анализ показывает, что для получения соответствия результатов статической продувки окон результатам динамической работы модели необходимо выдержать равенство критериев подобия в соответствии с критериальным уравнением (12).

На коэффициент μ_{tn} влияет также степень и закон открытия выпускных органов.

Опыты также подтверждают методику моделирования. Установлено, что каждый из критериев, входящих в систему (23) своеобразно и индивидуально воздействует на протекание газообмена. Это воздействие критериев осуществлялось в широком диапазоне изменения показателей качества газообмена и, при этом, наблюдалось отсутствие автомодельных зон. Эксперименты [illegible] режимах, на которых для двигателя и модели выполнена [illegible] (23), также

равны и показатели качества газообмена. Испытания были проведены при использовании в качестве продувочного агента воздуха и углекислого газа.

Опытами выявлено, что изменение критериев Z_1 и Y_p практически не влияет на количество заряда в цилиндре, остающегося после завершения газообмена, а влияет на его качество. В отличие от них при изменении критерия Z_2 (другие постоянны) существенно изменяется количество заряда в цилиндре.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ.

В результате проделанной работы.

1. Разработан метод расчета время-сечений органов газораспределения для основных периодов газообмена (периодов: свободного выпуска, продувки-наполнения и принудительного выпуска) в критериальной форме и получено при общепринятых допущениях решение дифференциального уравнения для периода свободного выпуска в обоих фазах истечения.
2. Создан и экспериментально проверен теоретический метод оценки коэффициентов расхода выпускных клапанов при подкритическом режиме истечения.
3. Теоретически показано, что
   1) процесс газообмена должен характеризоваться определенной системой газодинамических критериев;
   2) моделирование явлений газообмена требует, вообще говоря, учета сил тяжести. Последние следует учитывать в условиях динамического подобия и или можно пренебречь в условиях кинематического подобия;
   3) при моделировании процесса газообмена двигателя на "холодной" модели подвод тепла заменен вводом дополнительного количества заряда на линии расширения.
4. Теоретически предложена и экспериментально проверена система критериев, определяющих протекание газообмена.
5. Проведен анализ общеизвестных комплексов газодинамического подобия с точки зрения их использования при моделировании газообмена, а также показано, что отношение коэффициента избытка продувочного воздуха к коэффициенту расхода есть критерий газодинамического подобия.

6. Рассмотрен метод обработки экспериментальных данных в обобщенных координатах и метод переноса результатов испытаний с модели на двигатель.
7. Получены приближенные зависимости для определения коэффициента динамической вязкости смеси газов и для оценки характера изменения коэффициентов расхода в определенных условиях.
8. При статических и динамических испытаниях получены закономерности изменения показателей качества газообмена и коэффициентов расхода, а также их численные значения, которые могут быть использованы при проектировании мощных судовых дизелей.

По материалам диссертации опубликовано в печати:

1. Круглов М.Г., Переездчиков И.В. Определение параметров работы "холодной" модели двухтактного двигателя внутреннего сгорания. "Известие ВУЗов, Машиностроение", № II, 1968 г.
2. Круглов М.Г., Егоров Я.А., Переездчиков И.В. Коэффициент расхода выпускных клапанов двигателя при подкритическом режиме истечения". "Известия ВУЗов. Машиностроение", № 2, 1971 г.
3. Круглов М.Г., Переездчиков И.В. Расчет периода свободного выпуска в двухтактном двигателе внутреннего сгорания. "Известия ВУЗов. Машиностроение", № 4, 1971 г.

По материалам диссертации были сделаны доклады на:

1. Межвузовской конференции, посвященной 50-ти летию Великой Октябрьской Социалистической революции. МВТУ им.Баумана,1967 г.
2. У-ой ежегодной научно-технической конференции кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания". МВТУ им.Баумана, 1970 г.

Л-120402 Зак. 1631 - тир 150