

4133523

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

В. П. СТРЕЛКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗООБМЕНА
КОМБИНИРОВАННОГО ДВУХТАКТНОГО
ДВИГАТЕЛЯ НА ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

(05.190 — Тепловые двигатели)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

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

Научный руководитель — доктор технических наук, про-
фессор Круглов М. Г.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Ховах М. С.,

кандидат технических наук, доцент Еганян Ю. Л.

Ведущее предприятие — Специальное конструкторское
бюро двигателестроения (СКБД, г. Ленинград).

А

22. . . 1971 г.

на
МВ

1971 г.

«машиностроение»

СКВ

по адресу: Мо-
Э. Баумана.

библиотеке МВТУ.

M133523

Фролов Е. С.

Т-06

Зак. 679. Тир. 150



1133523

Стрелков В.П. Исследования

- 1 -

Развитие многих отраслей народного хозяйства невозможно без двигателей внутреннего сгорания и, в частности, комбинированных двухтактных двигателей, занимающих доминирующее положение в качестве силовых установок на морском транспорте. Мощностные и экономические показатели комбинированных двухтактных двигателей зависят в значительной мере от протекания газообмена. Характер протекания газообмена определяет величину и качество заряда в цилиндре двигателя, оказывает влияние на процесс смесеобразования, тепловую напряженность деталей цилиндрово-поршневой группы, аффективность системы наддува и другие факторы. Для получения высокого качества газообмена нужно учитывать влияние сложных неустановившихся процессов, происходящих в газозоодушном тракте двигателя. Это затрудняет разработку теоретических методов расчета газообмена и повышает значение экспериментальных исследований.

Экспериментальные исследования на двигателях требуют значительных затрат средств и времени. Поэтому наряду с исследованиями на двигателях для изучения газообмена широко используются физические модели. Наиболее достоверные результаты получаются при экспериментах на динамических моделях. В нашей стране подобные исследования проводили А.С.Орлин, М.Г.Круглов, Ю.Л.Еганын, Н.П.Козлов, М.С.Ховах и другие. Из зарубежных исследований известны работы Лутца, Листа, Саммонса, В.Оттавио и др.

Проведение исследований на динамических моделях отличается простотой. Однако выполнение требований теории подобия в полной мере затруднено из-за несоблюдения температурных полей в цилиндре двигателя и модели. Поэтому моделирование осуществляется приближенно. Существующие методы расчета подобных режимов работы модели и двигателя имеют недостатки и требуют уточнения в случае их применения к моделированию газообмена комбинированных двухтактных двигателей.

Настоящая работа посвящена изучению возможности моделирования газообмена комбинированного двухтактного судового двигателя с противоположно движущимися поршнями.

M133523

Цель работы:

1. Дальнейшее уточнение методики определения параметров работы модели, имеющей выпуск в атмосферу.
2. Уточнение связи между показателями качества газообмена и параметрами работы подобных двигателя и модели.
3. Определение рациональных параметров конструкции органов газораспределения и протекания газообмена комбинированного двигателя на динамической модели, обеспечивающих получение на двигателе высокой мощности и экономичности.
4. Создание конструкции модели и усовершенствование методики проведения экспериментов с целью повышения работоспособности динамической модели и получения достоверных результатов.

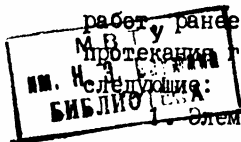
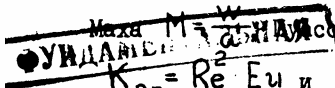
Определение параметров работы динамической модели

Течение газов при газообмене описывается системой уравнений, в которую входят уравнения трехмерного неустановившегося движения вязкой сжимаемой жидкости, уравнение неразрывности, уравнение состояния и уравнение теплового баланса. В практических расчетах, учитывая кратковременность протекания газообмена и невысокие перепады температур, принимают адиабатный закон изменения состояния и исключают уравнение теплового баланса. Из уравнений трехмерного неустановившегося движения вязкой сжимаемой жидкости можно получить, путем приведения их к безразмерному виду, известные критерии газодинамического подобия:

Рейнольдса $Re = \frac{w \rho}{\mu}$, Струхала $Sh = \frac{w t}{\rho}$, Эйлера $Eu = \frac{P}{\rho w^2}$.

Маха $M = \frac{w}{a}$, Ассманна $K = \frac{C_p}{C_v}$, а также комплексные критерии $K_{RE} = Re^2 Eu$ и $K_{RS} = \frac{Re}{Sh}$. Из теории подобия и на основании работ, ранее проведенных в МВТУ им. Баумана, условиями подобия протекания газообмена в двигателе и модели необходимо считать следующие:

1. Элементы, составляющие газозадушный тракт двигателя и модели, должны быть геометрически подобны.



2. Картины входа воздуха (продувочного агента) в цилиндр и выхода выпускных газов из цилиндра должны быть подобны.

3. Критерии газодинамического подобия для сходственных пространственно-временных точек газовоздушного тракта двигателя и модели должны быть равны.

Первое из этих условий выполняется наиболее просто. Выполнить второе условие практически не удастся, так как температурное поле в двигателе отличается от температурного поля в модели, где осуществляется процесс практически при постоянной температуре. Равенство всех критериев газодинамического подобия также трудно выполнимо. Поэтому при рассмотрении явлений во время газообмена необходимо выбирать главные факторы, определяющие их протекание. С учетом этих факторов и осуществляется приближенное подобие. При исследовании газообмена на модели целесообразно основное внимание уделить подобию периодов продувки-наполнения и принудительного выпуска. При этом нужно обеспечить взаимосвязь протекания периодов продувки-наполнения и конца свободного выпуска.

Для определения параметров работы модели, имеющей выпуск в атмосферу, на режимах, подобных режимам работы двигателя, использованы комплексные критерии K_{RE} и K_{RS} , ранее применявшиеся в исследованиях на кафедре "Комбинированные двигатели" МВТУ при анализе процессов газообмена.

Из условия

$$K_{RE} = Re^2 Eu = \frac{(P_2 - P_1) P_1 \cdot D^2}{\rho M_{12}^2 R_{12} T_{12}} = idem \quad (1)$$

на двигателе и модели, можно получить выражение для определения среднего давления в цилиндре модели за период продувки-наполнения (здесь и далее индексом "1" обозначены параметры двигателя, а индексом "2" параметры модели)

$$P_{12} = \frac{1}{K_2^2} \frac{P_{11} - P_{21}}{P_{21}} P_{11} \left(\frac{M_{12}}{M_{11}} \right)^2 \frac{R_{12} T_{12}}{R_{11} T_{11}} + P_{21}, \quad (2)$$

где $K_p = \frac{D_2}{D_1}$ - коэффициент геометрического подобия,
 D_1 - диаметр цилиндра, принятый за характерный размер,

$P_{\text{ср}}$, $T_{\text{ср}}$, $R_{\text{ср}}$ и $\mu_{\text{ср}}$ - соответственно среднее давление, температура, газовая постоянная и коэффициент динамической вязкости газа в цилиндре за период продувки-наполнения,

P_p - среднее давление в выпускной системе,

g - ускорение силы тяжести.

Из условия $K_{Re} = \text{idem}$ при истечении через выпускные органы в цилиндры двигателя и модели на подобных режимах работы среднее давление продувочного агента P_{k2} на модели равно

$$P_{k2} = \frac{1}{K_p^2} \frac{P_{k1} - P_{\text{ср}1}}{P_{\text{ср}2}} P_{\text{ср}1} \left(\frac{\mu_{k2}}{\mu_{k1}} \right)^2 \frac{R_{k2} T_{k2}}{R_{k1} T_{k1}} + P_{\text{ср}2}, \quad (3)$$

где P_k , T_k , R_k и μ_k - соответственно среднее давление, температура, газовая постоянная и коэффициент динамической вязкости продувочного воздуха (агента).

При моделировании газообмена нужно знать подобное число оборотов модели. Его можно определить из условия

$$K_{Rs} = \frac{Re}{Sh} = \frac{P \cdot G \cdot n \cdot D^2}{\Delta \alpha g \mu R T} = \text{idem}, \quad (4)$$

где n - число оборотов вала двигателя или модели в минуту,

$\Delta \alpha$ - продолжительность рассматриваемого периода газообмена в градусах.

Число оборотов вала модели при моделировании впуска из условия (4) равно

$$n_{k2} = \frac{1}{K_p^2} n_1 \frac{\mu_{k2} R_{k2} T_{k2} P_{\text{ср}1}}{\mu_{k1} R_{k1} T_{k1} P_{\text{ср}2}}. \quad (5)$$

Аналогично определится число оборотов вала модели при моделировании выпуска

$$n_{\psi_2} = \frac{1}{K_1^2} n_1 \frac{M_{\psi_2} R_{\psi_2} T_{\psi_2} P_1}{M_{\psi_1} R_{\psi_1} T_{\psi_1} P_2} \quad (6)$$

Из сопоставления выражений (5) и (6) следует, что $n_{K_2} \neq n_{\psi_2}$ из-за разницы в температурных полях и газовых постоянных. Принимаем число оборотов модели равным n_{ψ_2} , поскольку $n_{\psi_2} < n_{K_2}$. Однако при моделировании процесса выпуска при числе оборотов n_{ψ_2} увеличится время выпуска. Количество продувочного агента, поступающее в цилиндр при числе оборотов n_{ψ_2} , должно быть равно количеству продувочного агента, поступающего в цилиндр при числе оборотов n_{K_2} . Следовательно, при уменьшении числа оборотов n_{K_2} до n_{ψ_2} необходимо уменьшить давление P_{K_2} . Для приведения давления P_{K_2} в соответствие с выбранным числом оборотов n_{ψ_2} вала модели используется условие равенства элементарных расходов через впускные органы. Элементарный расход через впускные органы равен

$$dG_{K_2} = M_{\psi_{n_2}}^P \psi_{K_2} P_{K_2} \frac{f_{\psi_{n_2}} \cdot d\psi_{n_2}}{\sqrt{R_{K_2} T_{K_2} G_{n_{K_2}}}} \quad (7)$$

где $M_{\psi_{n_2}}^P$ - коэффициент расхода продувочного агента через впускные органы,
 ψ_{K_2} - скоростная функция, зависящая от отношения давлений, $f_{\psi_{n_2}}$ и $d\psi_{n_2}$ - текущее проходное сечение и продолжительность открытия впускных органов.

Из условия равенства элементарных расходов при числах оборотов n_{K_2} и n_{ψ_2} давление продувочного агента на модели

$$P'_{K_2} = P_{K_2} \frac{n_{\psi_2} \psi_{K_2}}{n_{K_2} \psi'_{K_2}} \quad (8)$$

При исследовании газообмена необходимо моделировать не только процесс продувки-наполнения, но и процесс свободного выпуска, так как протекание одного из них зависит от протекания другого. Момент окончания процесса свободного выпуска наиболее правильно принять по А.С.Орлину тогда, когда давление в цилиндре снизится до величины среднего давления $P_{\text{ср}}$. Используя это положение и известную формулу для нахождения время - сечения свободного выпуска, можно давление в начале выпуска $P_{\text{в2}}$ на модели определить из выражения

$$P_{\text{в2}} = P_{\text{ср}} \left[\left(\frac{M_{\text{в2}}^{\text{р}} a_{\text{в2}} A_{\text{оа2}}}{2 V_2} + 0,575 \ln \frac{V_{\text{н2}}}{V_{\text{в2}}} \right) (k-1) + 1 \right]^{\frac{2k}{k-1}} \quad (9)$$

где $M_{\text{в2}}^{\text{р}}$ - коэффициент расхода через выпускные органы,
 $a_{\text{в2}}$ - скорость звука при параметрах газа в пространстве, из которого происходит истечение,
 $A_{\text{оа2}}$ - время-сечение выпускных органов при скорости истечения, равной скорости звука при параметрах в цилиндре,
 V_2 - средний объем цилиндра модели за период свободного выпуска,
 $V_{\text{в2}}, V_{\text{н2}}$ - объемы цилиндра модели в момент начала выпуска и в момент окончания свободного выпуска,
 k - показатель адиабаты.

Определение показателей газообмена двигателя по результатам испытаний подобной модели

Для определения коэффициента продувочного агента $\varphi_{\text{к1}}$ ($\varphi_{\text{о1}}$), коэффициента наполнения $\eta_{\text{в1}}$ ($\eta_{\text{в01}}$), коэффициента полезного действия продувки $\eta_{\text{с1}}$ и коэффициента продувки φ_1 двигателя по результатам испытаний модели при работе их на подобных режимах могут быть использованы следующие зависимости:

$$\varphi_k = idem, \quad (10)$$

$$\frac{G_{\psi_1}}{G_{\psi_2}} = \frac{1}{K_g^3} \cdot \frac{\gamma_{k_1}}{\gamma_{k_2}}, \quad (11)$$

$$\eta_s = idem, \quad \delta_z = idem, \quad (12)$$

$$\frac{\eta_{v_1}}{\eta_{v_2}} = \frac{P_{a_1} T_{a_2} T_{k_1} P_{k_2}}{P_{a_2} T_{a_1} T_{k_2} P_{k_1}}, \quad (13)$$

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{\eta_{v_2}}{\eta_{v_1}}, \quad (14)$$

В этих выражениях:

P_a, T_a - давление и температура в цилиндре в начале сжатия,

γ_k - удельный вес продувочного агента.

Зависимости (10) - (14) можно также использовать и для оценки сходности результатов исследований подобных двигателя и модели.

Экспериментальная установка

Для проведения экспериментальных исследований была создана установка с динамической одноцикловой моделью, геометрически подробной отсеку двухтактного комбинированного двигателя с противоположно движущимися поршнями Коломенского тепловозостроительного завода. Модель имела коэффициент геометрического подобия $K_g = 1$.

Кинематическая связь между механизмами, управляющими движением поршней, осуществлялась двумя шайбами со специальным профилем и приводными валами с муфтой, позволявшей изменять угол опережения начала открытия выпускных окон. Профиль шайб обеспечивал такие же законы перемещения, скорости и ускорения поршней, как и в кривошипно-шатунном механизме двигателя, но на длине хода поршня, равной 69 мм, т.е. максимальной предполагаемой высоте выпускных окон. Передача усилия от шайб к поршням осуществлялась через специальные сферические опоры. Уплотнение полости цилиндра произ-

водилось поршневыми кольцами из маслостойкой резины, которые в процессе исследований потребовали большой доводочной работы. Механизм одноцикловой работы модели - электромеханического типа.

На модели в качестве продувочного агента использовался углекислый газ, а отработавшие газы имитировались воздухом. Давление в цилиндре модели перед началом выпуска создавалось с помощью быстродействующих клапанов с электромагнитным приводом. Для записи индикаторных диаграмм применялись тензометрические датчики, тензостанция УТС1 - ВТ-12 и осциллограф Н-102. На осциллограф также записывалась скорость вращения вала модели. Применяемая аппаратура позволяла определять все показатели газообмена с достаточной точностью.

Методика и программа исследований

Экспериментальные исследования на модели производились с целью определения рациональной конструкции органов газораспределения двигателя при работе его по визитовой характеристике и снижения расхода продувочного агента (воздуха), имеющее важное значение для обеспечения баланса мощности турбины и компрессора. Вместе с этим исследовалось влияние давления продувочного воздуха, давления в выпускной системе двигателя и угла опережения начала открытия выпускных окон на показатели газообмена.

Конструктивные параметры цилиндрических втулок представлены в таблице № 1.

Таблица № 1

Основные параметры цилиндрических втулок

№ п/п	Параметры	втулка № 1	втулка № 2	втулка № 3
1	2	3	4	5
1.	Диаметр цилиндра, мм	207	207	207
2.	Ход поршня модели, мм	2x101,5	2x101,5	2x101,5

1	2	3	4	5
Форма впускных окон	круглые	круглые	овальные	
Высота впускного пояса, мм	52	52	48	
3. Ширина или диаметр впускных окон, мм	Ø 23 и Ø 27	Ø 23 и Ø 27	18	
Количество впускных окон	Ø 23-20 отв. Ø 27-20 отв.	Ø 23-20 отв. Ø 27-20 отв.	24	
Тангенциальный угол наклона окон	Ø 23-15° Ø 27-30°	Ø 23-15° Ø 27-30°	27	
Осевой угол наклона окон	75°	75°	75°	
Форма выпускных окон	параллелограмм	параллелограмм	параллелограмм	
Высота выпускного пояса, мм	63	63	64	
Ширина выпускных окон, мм	28	28	28	
4. Количество выпускных окон	13	9	9	
Тангенциальный угол наклона окон	21°40'	21°40'	21°40'	
Осевой угол наклона окон	75°	75°	75°	
Продолжительность открытия впускных окон в град	124°	124°	129°	
Продолжительность открытия выпускных окон в град	148°	148°	149°	
5. Максимальная площадь открытия впускных окон в мм²	20.10³	20 . 10³	18 . 10³	
Максимальная площадь открытия выпускных окон в мм²	23.10³	15 . 10³	15,5 . 10³	
Опережение начала открытия выпускных окон в град.	19,5°	19,5°	17,0°	

В качестве исходного варианта для исследований была принята заводская цилиндрическая втулка (втулка № 1). При выпускных окнах такой конструкции не обеспечивалась их равномерная загрузка, а выпускная коробка имела большие размеры, что затрудняло её разме-

чение на двигателе. В цилиндровой втулке № 2 устраняются отмеченные недостатки и создаются условия для получения большого импульса в выпускной системе, способствующего уменьшению дисбаланса мощности между турбиной и компрессором. Впускные окна цилиндровой втулки № 3 выполнены овальной формы для уменьшения забрасывания продуктов сгорания в ресивер, а также для получения между окнами достаточной толщины перемычек.

Параметры работы модели приведены в таблице № 2. Они определялись по предложенной методике с использованием опытных данных Коломенского тепловозостроительного завода.

Таблица № 2

Параметры работы двигателя и модели по винтовой характеристике

P_{K1} кг/см ²	n_1 об/мин	P'_{K2} кг/см ²	n_2 об/мин	P_{B2} кг/см ²		
				втулка № 1	втулка № 2	втулка № 3
1,5	600	1,022	340	3,0	2,6	2,65
1,74	800	1,03	470	3,5	3,2	3,0
2,04	1000	1,085	580	4,1	3,9	3,7
2,4	1200	1,18	670	4,65	4,45	4,1
2,62	1300	1,21	700	4,80	4,60	4,3

При изучении на модели влияния давления P'_{K2} на показатели газообмена, оно изменялось в пределах 1,15 кг/см² - 1,24 кг/см², что соответствовало давлению наддува $P_{K1} = 2,3$ кг/см² - 2,6 кг/см² при числе оборотов $n_1 = 1200$ об/мин.

При работе модели с цилиндровой втулкой № 1 исследовалось влияние повышенных давлений P_{P1} в выпускной системе двигателя. Это обеспечивалось выбором значений давлений P_{K2} и P_{B2} , при которых создавались подобные условия протекания газообмена на модели и на двигателе.

Для выяснения влияния угла опережения начала открытия выпускных окон $\Delta \varphi_8^\circ$ на показатели газообмена проводились испытания с втулками № 2 и № 3. Давление P_{B2} в этом случае изменялось в соответствии с предполагаемым изменением давления P_{B1} на двигателе при условии $P_{z1} = \text{const}$.

Каждый из режимов работы модели повторялся 3-5 раз с регистрацией следующих параметров:

1. Равнотности давлений в ресивере продувочного агента до и после совершения цикла;
2. давлений в цилиндре в момент остановки модели;
3. объема цилиндра в момент остановки модели;
4. давлений в цилиндре и выпускной коробке;
5. угловой скорости вращения вала модели.

После каждого опыта производился анализ проб, взятых из цилиндра модели и ресивера. На основании замеров и результатов газового анализа определялись показатели газообмена на модели и оценивалась сходимость опытов.

Результаты экспериментального исследования

На первом этапе было исследовано изменение показателей газообмена при работе модели с тремя вариантами цилиндрических втулок по винтовой характеристике. С увеличением числа оборотов вала модели n_2 цикловой расход продувочного агента G_{u2} увеличивался, несмотря на рост сопротивления газовой воздушного тракта и уменьшение эффективного время-сечения окон. Увеличение давления P'_{K2} по винтовой характеристике оказывает более сильное влияние на величину G_{u2} , чем увеличение числа оборотов n_2 . Отношение давлений P_{n2}/P'_{K2} , (где P_{n2} - давление в цилиндре модели в момент открытия выпускных окон), косвенно характеризующее величину заброса "продуктов сгорания" во впускной ресивер модели было наименьшим при работе с цилиндрической втулкой № 1. Поэтому продувочный агент начинал поступать в цилиндр раньше и с большей скоростью, что и обуславливало получение большого циклового расхода.

Сопоставление циклового расхода продувочного агента на модели и воздуха на опытном отсеке двигателя позволило судить о сходимости опытов. Максимальная разница в значениях цикловых расходов $G_{\text{ц}}$, полученных в результате испытаний отсека и на основании выражения (11) не превышала 5-6% при работе модели и отсека на подобных режимах. Это свидетельствует о приемлемости методики приближенного моделирования.

Цилиндровые втулки № 1 и № 2 имели одинаковую конструкцию выпускных окон (таблица № 1), создававших большее вихревое движение у внутренней кромки окон, чем у втулки № 3. Вследствие этого уменьшились непродутое вихревое ядро в центральной части цилиндра и застойные зоны у головок поршней, что улучшало очистку цилиндра. Так, коэффициент остаточных газов γ_{v2} при работе с цилиндровой втулкой № 2 изменялся от 0,09 до 0,04 при увеличении n_2 от 340 об/мин до 700 об/мин. Коэффициенты избытка продувочного агента φ_{k2} и φ_{o2} изменялись аналогично изменению $G_{\text{ц}2}$. Наименьшие значения коэффициентов φ_{k2} и φ_{o2} получены при работе с втулками № 2 и № 3. Коэффициент φ_{o1} при работе двигателя с втулкой № 2 изменялся в пределах 1,4-2,3, а с втулкой № 3 от 1,4 до 2,75, что достаточно для обеспечения надежного температурного режима поршней. Как показал анализ экспериментальных данных, коэффициент φ_{o1} может быть снижен для уменьшения дисбаланса мощности турбины и компрессора. При этом нужно предусмотреть мероприятия по снижению тепловой напряженности поршней.

По результатам опытов на модели также определялись коэффициенты наполнения η_{v2} и η_{v1} , отнесенные к полному объему цилиндра. С ростом n_2 по винтовой характеристике η_{v2} увеличивался за счет улучшения очистки цилиндра, а также увеличения давления P_{a2} . Наибольшие значения η_{v2} получены при работе с втулкой № 2. Так, η_{v2} плавно изменялось от 0,61 до 0,69, что соответствовало η_{v1} от 0,49 до 0,55. Коэффициенты продувки φ_2 и φ_1 при работе двигателя и модели имели сначала тенденцию к уменьшению, а затем увеличивались. Это объясняется тем, что для каждого числа оборотов существует опреде-

ленное сочетание давлений во впускной и выпускной системах, при которых часть продувочного агента, остающегося в цилиндре после газообмена будет наибольшей. Например, для цилиндрической втулки № 2 при числе оборотов модели $n_2 = 580$ об/мин φ_2 равно минимальному значению 1,33, что соответствует $\varphi_1 = 1,61$ при $n_1 = 1000$ об/мин.

При исследовании влияния давления P_{K2} на показатели газообмена установлено, что при увеличении P_{K2} при постоянном числе оборотов модели $n_2 = 670$ об/мин происходит рост $G_{\text{чз}}$ и φ_{02} . Так, с увеличением P_{K2} от 1,15 кг/см² до 1,24 кг/см², т.е. на 7,5%, φ_{02} растет на 30-35%, что приводит к улучшению очистки цилиндра, но только до определенного предела. Поэтому следует ожидать, что при снижении давления P_{K1} на двигателе с 2,4 кг/см² до 2,3 кг/см² при $n_1 = 1200$ об/мин коэффициент наполнения уменьшится на 4%, но это мероприятие приведет к уменьшению затрат мощности на приводной компрессор второй ступени наддува.

Как показали результаты экспериментов, при работе модели с цилиндрической втулкой № 1 при моделировании газообмена двигателя, работающего с повышенными давлениями P_{P1} в выпускной системе, происходит значительное уменьшение циклового расхода продувочного агента и коэффициента наполнения. Коэффициент наполнения η_{V2} уменьшался на 12%, что соответствовало уменьшению η_{V1} на двигателе на 10%. Следовательно, увеличение давления P_{P1} на 0,2 кг/см² приводит к значительному ухудшению показателей газообмена и не может быть признано целесообразным.

Выбор рационального угла опережения начала открытия выпускных окон $\Delta\varphi_g^\circ$ важен для реверсивных комбинированных двигателей. Наиболее интенсивное увеличение $G_{\text{чз}}$ и η_{V2} происходило при изменении угла $\Delta\varphi_g^\circ$ с 10° до 15° , что связано с более резким увеличением продолжительности предварения выпуска и уменьшением заброса "продуктов сгорания" во впускной ресивер. Можно констатировать, что стандартные углы $\Delta\varphi_g^\circ$ двигателя (таблица № 1) выбраны обоснованно.

Экспериментальные исследования газообмена позволили получить соотношения для оценки параметров газообмена и рекомендации по проектированию органов газораспределения комбинированных двигателей рассматриваемого типа. При выборе рациональных значений параметров двигателя могут быть использованы графические зависимости показателей газообмена от критериев K_{RE} и K_{RS} .

Работы по созданию и доводке модели позволили дать практические рекомендации по улучшению конструкции модели, повышению её работоспособности и ускорению проведения опытов. Как показали предварительные расчёты, за счет ускорения и удешевления экспериментов при применении динамической модели разработанной конструкции, стоимость экспериментальных работ сокращается вдвое, даже без учета капитальных затрат на создание модели и опытного двигателя.

ВЫВОДЫ

1. При создании и доводке комбинированных двухтактных двигателей с противоположно движущимися поршнями целесообразно применять динамические одноцикловые модели, позволяющие определять показатели газообмена с достаточной точностью и с небольшими затратами времени и средств.

2. Физическое моделирование газообмена комбинированного двухтактного двигателя на "холодной" модели, имеющий выпуск в атмосферу, осуществляется приблизительно из-за несоблюдения подобия температурных полей.

3. В работе предложена методика определения подобных параметров работы модели, имеющей выпуск в атмосферу, на основании предполагаемых параметров рабочего процесса комбинированного двухтактного двигателя. Перенос результатов, полученных при испытаниях на модели на двигатель, может быть произведен на основании соотношений, приведенных в работе.

4. Для экспериментального исследования газообмена комбинированных двигателей рассматриваемого типа создана и доведена оригинальная конструкция одноцикловой динамической модели. Выбран-

ная кинематическая схема и конструкция модели, система дополнительной подачи воздуха с электромагнитными клапанами и другие конструктивные решения обеспечили её надежную работу.

5. Экспериментальные исследования на модели позволили определить влияние конструкции органов газораспределения, рабочего процесса и скоростного режима работы двигателя на показатели газообмена.

6. В результате сравнительных исследований установлено, что при работе модели по винтовой характеристике показатели газообмена изменялись в следующих пределах $\varphi_{02} = 0,9-1,5$,

$\gamma_{\tau_2} = 0,04-0,14$, $\eta_{v_2} = 0,55-0,69$ и $\varphi_2 = 1,3-1,8$, что соответствует параметрам двигателя $\varphi_{01} = 1,4-3,0$,

$\gamma_{\tau_1} = 0,04-0,14$, $\eta_{v_1} = 0,42-0,55$ и $\varphi_1 = 1,6-2,3$.

7. Лучшие результаты получены при работе с цилиндровой втулкой № 2: $\varphi_{02} = 1,15$, $\gamma_{\tau_2} = 0,04$, $\eta_{v_2} = 0,69$ при $n_2 = 700$ об/мин, что соответствует параметрам двигателя $\varphi_{01} = 2,3$, $\gamma_{\tau_1} = 0,04$, $\eta_{v_1} = 0,55$ при $n_1 = 1300$ об/мин. Работа двигателя с этой цилиндровой втулкой возможна при уменьшенном расходе воздуха и меньших затратах мощности на приводной компрессор. Цилиндровая втулка № 2 рекомендована для установки на двигатель.

8. Экспериментальные исследования показали, что на газообмен оказывает существенное влияние угол опережения начала открытия выпускных окон. Изменение этого угла от 10° до 25° приводит к росту φ_{k2} до 25% и η_{v_2} до 30%.

9. Для дальнейшего уточнения методики моделирования и изучения физической сущности явлений при газообмене необходимо проведение сравнительных испытаний с определением показателей газообмена и замером скоростей в цилиндре подобных двигателей и моделей.

По материалам диссертации опубликовано:

1. Круглов М.Г., Ивин В.И., Стрелков В.П. Модель для исследования газообмена в двухтактном двигателе с противоположно движущимися поршнями. "Известия вузов. Машиностроение". № 8, 1966 г.

2. Круглов М.Г., Стрелков В.П., Терский О.В. Модель для исследования влияния выпускной системы на газообмен двухтактного двигателя. "Известия вузов. Машиностроение". № 1, 1967 г.
3. Круглов М.Г., Стрелков В.П., Терский О.В. О моделировании газообмена двухтактных двигателей. "Известия вузов. Машиностроение". № 5, 1968 г.
4. Круглов М.Г., Стрелков В.П. Доводка установки с одноцикловой динамической моделью. "Известия вузов. Машиностроение". № 3, 1968 г.
5. Стрелков В.П. Исследование газообмена на модели двухтактного двигателя с противоположно движущимися поршнями. Тезисы докладов юбилейной научно-технической конференции, посвященной 100-летию факультета "Энергомашиностроение", МВТУ им.Баумана, М., 1968 г.

По материалам диссертации были сделаны доклады на юбилейной научно-технической конференции, посвященной 100-летию факультета "Энергомашиностроение", МВТУ им.Баумана в 1968 году и на заседании дизельной секции НТО Машпром при заводе "Русский Дизель" в 1969 году.