

Двигателестроение

Свидетельство о регистрации средства массовой информации ПИ № ФС77-83251 от 12 мая 2022 г. ISSN 0202-1633

Учредитель: МГТУ им. Н.Э. Баумана	Главный редактор: М.В. Гордин, канд. техн. наук, ректор МГТУ им. Н.Э. Баумана
Издатель: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана 105005, г. Москва, улица 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1 +7 (499) 263-69-50, 263-60-45 info@bmstu.press, https://press.bmstu.ru	Председатель редколлегии: В.А. Марков, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, заместитель председателя экспертного совета ВАК РФ по энергетике, академик Академии военных наук РФ
Редакция: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1 dvs@bmstu.press http://www.rdieasel.ru ; https://dvs.bmstu.press	Ответственный секретарь: А.Б. Сорокина Редактор: С.А. Серебрякова Компьютерная верстка: Г.Ю. Молоткова Дизайнер: Я.М. Асинкритова
	Издается с 1979 г. Выходит ежеквартально

Журнал «Двигателестроение» включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

2.5.3. Трение и износ в машинах (технические науки),
2.5.5. Технология и оборудование механической и физико-технической обработки (технические науки) с 01.02.2022,
2.4.5. Энергетические системы и комплексы (технические науки), 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника (технические науки),
2.4.7. Турбомашины и поршневые двигатели (технические науки), 2.5.9. Методы и приборы контроля и диагностики материалов, изделий, веществ и природной среды (технические науки), 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы (технические науки),
2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов (технические науки), 2.5.20. Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные) (технические науки) с 15.02.2023.

Электронные версии журнала размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (<https://www.elibrary.ru>) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Оригинал-макет подготовлен в Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Подписано в печать 30.12.2024. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 14,75.

Содержание

Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей

Гришин Ю.А., Барченко Ф.Б. Исследование течения газа в выпускном патрубке поршневого двигателя	3
Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Варшавский А.А. Прочностная надежность пружин механизма газораспределения форсированных среднеоборотных дизелей	20

Топливо и смазочные материалы, присадки

Гаврилов В.В., Машенко В.Ю., Жуков В.А. Использование нефти в качестве топлива для судового дизельного двигателя, работающего в условиях нефтяного танкера	29
Путинцев С.В., Деменкова С.П. Обоснование и направление конструкционной адаптации поршневого двигателя к смазыванию энергосберегающим сверхмаловязким моторным маслом	39

Альтернативные топлива

Заев И.А., Смирнов С.В. Исследование возможностей использования смесевых топлив на основе аммиака и продуктов его разложения для двигателя внутреннего сгорания	55
Гарипов М.Д., Хафизов А.Г., Зиннатуллин Р.Ф., Мелков А.А., Халилов Э.М., Шаяхметов В.А. Расширение мощностного диапазона бездетонационной работы газопоршневого агрегата за счет применения впрыска воды во впускной трубопровод	69
Лазарев Е.А., Росляков А.Д., Курманова Л.С., Петухов С.А., Лазарев В.Е., Плахов С.В. Особенности использования аммиака в качестве компонента моторного топлива в дизелях	83
Нагорнов С.А., Мещерякова Ю.В., Марков В.А., Быковская Л.И. Получение биодизельного топлива из биомассы микроводорослей	101

Engines Construction

Certificate of registration of mass media PI No. FS77-83251 dated May 12, 2022. ISSN 0202-1633

Founder: Bauman Moscow State Technical University**Publisher:** Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University,105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

+7 (499) 263-69-50, 263-60-45

info@bmstu.press, <https://press.bmstu.ru>**Revision:**105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1,

Bauman Moscow State Technical University

dvs@bmstu.press

<http://www.rdiesel.ru>; <https://dvs.bmstu.press>**Editor-in-chief:** M.V. Gordin, Ph. D. (Eng.),
Rector of Bauman Moscow State Technical University**The chairman of editorial board:**

V.A. Markov, Dr. Sci. (Eng.),

Professor of the Bauman Moscow State Technical University,
Deputy Chairman of the Expert Council of the Higher Attestation
Commission of the Russian Federation on Energy, Academician
of the Academy of Military Sciences of the Russian Federation**Executive secretary:** A.B. Sorokina**Editor:** S.A. Serebryakova**Layout:** G.Yu. Molotkova**Design:** Ya.M. Asinkritova

Published Since 1979, Published Quarterly

Journal is included into the list of periodicals approved by RF Higher Attestation Commission for publication of competitors works for scientific degrees

The Journal is included in Russian Science Citation Index (RSCI) (<https://www.elibrary.ru>)

The original layout was prepared by the Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University

Contents

Calculations, Design, Research of Piston Engines

Grishin Yu.A., Barchenko F.B.

Studying gas flow processes in the piston engine exhaust valve pipe 3

Chainov N.D., Krasnokutskiy A.N., Varshavskiy A.A.

Strength reliability of the gas distribution mechanism springs in the forced medium-speed diesel engines 20

Fuel and Lubricants, Additives

Gavrilov V.V., Mashchenko V.Yu., Zhukov V.A.

Using oil as fuel in the marine diesel engine operating on an oil tanker 29

Putintsev S.V., Demenkova S.P.Justifying an approach to structural adaptation of a piston engine to lubricating with the energy
conserving ultra-low-viscosity engine oil 39

Alternative Fuel

Zaev I.A., Smirnov S.V.Studying a possibility of using mixed fuels based on the ammonia and its decomposition products
in the internal combustion engines 55**Garipov M.D., Khafizov A.G., Zinnatullin R.F., Melkov A.A., Khalilov E.M., Shayakhmetov V.A.**

Expanding the gas piston engine detonation-free power range by water injection into the inlet pipe 69

Lazarev E.A., Roslyakov A.D., Kurmanova L.S., Petukhov S.A., Lazarev V.E., Plakhov S.V.

Specifics in using ammonia as the motor fuel component in the diesel engines 83

Nagornov S.A., Meshcheryakova Yu.V., Markov V.A., Bykovskaya L.I.

Biodiesel fuel production from the microalgae biomass 101

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.43:681.523

Исследование течения газа в выпускном патрубке поршневого двигателя

Ю.А. Гришин, Ф.Б. Барченко

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Studying gas flow processes in the piston engine exhaust valve pipe

Yu.A. Grishin, F.B. Barchenko

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

С использованием основных представлений газодинамики показано, что применяемые в настоящее время соотношения для расчета течения в выпускном клапанном патрубке поршневого двигателя являются неудовлетворительными. Отмечено, что для правильного экспериментального определения коэффициента расхода на выпуске необходимо выполнять продувки «закрытой» системы, удлиняя клапанный канал для обеспечения присоединения затопленной струи, выходящей из клапанной щели, к стенкам канала. Поскольку клапанный патрубок представляет собой комбинированное многорежимное сопло с отрывным струйным течением за клапаном и двумя критическими сечениями — в клапане и на выходе, в которых возникает запираание потока, рассмотрены все возможные режимы течения на докритических и надкритических перепадах давления. Показано, что при больших открытиях клапана запираание возможно только на выходе из патрубка, при этом течение в клапане не достигает критических скоростей. На базе представления о внезапном расширении канала получены соотношения для определения коэффициента расхода патрубка, которые хорошо согласуются с результатами соответствующих продувочных экспериментов с модельными патрубками и патрубками реальных двигателей. С использованием системы газодинамических функций получены соотношения для расчета условий запираания потока в сечении выхода из клапана и выхода из патрубка, а также расхода выпуска на всех возможных режимах течения. Для упрощения расчетов расхода и наглядного представления режимов с использованием критериев теории подобия и газодинамических функций разработана методика построения газодинамических характеристик (карт) системы «клапан — патрубок». Карты аналогичны известным картам компрессоров и турбин и показывают зависимость коэффициента расхода патрубка от геометрического критерия — отношения критических сечений и динамического — приведенной скорости изоэнтропного течения на выходе. При этом расчет расхода может быть рассчитан по единой формуле на всех режимах с подстановкой значений коэффициентов расхода, представленных картами.

Ключевые слова: поршневой двигатель, система «клапан — клапанный патрубок», коэффициент расхода, запираание потока, газодинамическая карта, критерии подобия

The paper uses the gas dynamics basic concepts to show that the currently used relationships in computing the flow in a piston engine exhaust valve pipe are unsatisfactory. It notes that to ensure correct experimental determination of the flow coefficient at the outlet, it is necessary to purge the “closed” system by lengthening the valve channel to attach the submerged jet coming out of the valve gap to the channel walls. Since the valve pipe is a combined multi-mode nozzle with detachable jet flow behind the valve and two critical sections in the valve and at the outlet, where the flow locks, the paper considers all the possible flow regimes at subcritical and supercritical pressure drops. It shows that at the large valve openings, the locking becomes possible only at the valve pipe outlet, and the flow in the valve is not reaching the critical speeds. Based on the channel sudden expansion concept, relationships are obtained to determine the valve pipe flow coefficient, which are in good agreement with results of

the corresponding purge experiments using the model and valve pipes of the real engines. A system of gas-dynamic functions makes it possible to obtain relationships to compute the flow blocking conditions in the valve pipe outlet cross-section and in the valve pipe outlet, as well as the exhaust flow rate for all the possible flow modes. A technique is developed to simplify flow computation and visually represent the modes using the similarity theory criteria and the gas-dynamic functions to construct the gas-dynamic characteristics (maps) of a valve-valve pipe system. These maps are similar to the known maps of compressors and turbines, they show dependence of the valve pipe flow coefficient on the geometric criterion, i.e. the ratio of critical sections and the dynamic criterion being the isentropic flow reduced velocity at the outlet. In this case, the flow rate could be computed using a single formula for all the modes by substituting the flow coefficient values resented by the maps.

Keywords: piston engine, valve-valve pipe system, flow coefficient, flow locking, gas-dynamic map, similarity criteria

Введение

Газообмен служит важной составной частью рабочего процесса поршневого двигателя. При расчетном моделировании газообмена необходимо использовать адекватные соотношения, с одной стороны, отражающие достаточно сложные по структуре и режимам потоки через клапаны и клапанные патрубки в головках цилиндров двигателей, с другой — не требующие привлечения сложных 3D-подходов. Так, в частности, задание коэффициента расхода в системе «выпускной клапан — патрубок», соответствующее всем режимам течения, позволяет правильно оценить газодинамическое сопротивление выпуску из цилиндра и потери располагаемой работы турбины [1–5]. Важно отметить, что коэффициент расхода как основная часть граничных условий на клапане необходим при постановке одномерного нестационарного и даже нульмерного моделирования газообмена, которые не утрачивают своего значения на фоне активного внедрения пакетов пространственного моделирования в двигателях внутреннего сгорания (ДВС).

Система «выпускной клапан — патрубок» в соответствии с определениями гидромеханики является внешним насадком Вентури по отношению к объему цилиндра [6], и параметры потока могут быть достоверно определены только на длине $(5...7)D_h$, где D_h — условный гидравлический диаметр патрубка. Такая длина обеспечивает присоединение струйного течения к стенкам патрубка после отрыва за клапанной щелью и полный учет соответствующих потерь энергии [6, 7]. Рассматривая внутренний профиль системы, отметим, что она представляет собой многорежимное комбинированное сопло с внутренним отрывным течением и двумя

характерными проходными сечениями (горлами) [8, 9]. Это сечение клапанной щели с переменной площадью F_v и сечение с постоянной площадью F_e , в котором отрывное течение присоединяется к стенкам, и здесь может быть переход в более широкий выпускной коллектор. В сечении F_v , а иногда (при определенных условиях, например высокой форсировке двигателя) и в сечении F_e возникают критические режимы с запиранием потока. Для расчета секундного расхода газов G при выпуске обычно используют следующие соотношения [1–4, 10]:

$$G = \mu_v F_v \psi \sqrt{p_c \rho_c}; \quad (1)$$

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_e}{p_c} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_e}{p_c} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (2)$$

Поскольку течение принимаем адиабатным с постоянной температурой торможения ($T^* = \text{const}$) и в расчетах рабочего процесса рассматриваем температуру в цилиндре, более удобной является запись [2, 10]

$$G = \mu_v F_v \frac{p_c}{\sqrt{RT_c}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_e}{p_c} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_e}{p_c} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (3)$$

В этих формулах μ_v — коэффициент расхода клапана; ψ — газодинамическая функция; p_c , ρ_c , T_c — фактически заторможенные текущие значения давления, плотности и температуры в цилиндре; p_e — статическое давление в сечении F_e ; k — показатель адиабаты, R — газовая постоянная.

По своему виду формула (3) представляет собой произведение коэффициента расхода,

оценивающего газодинамические потери в реальном потоке, на известное выражение Сен-Венана — Венцеля, полученное для расчета расхода G_s в изоэнтропном (идеальном) течении в соплах [11–13]:

$$G_s = F \frac{p^*}{\sqrt{RT^*}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p}{p^*} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p^*} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (4)$$

где знак * соответствует параметрам торможения.

Расчет по формуле (4) требует задания всех параметров строго в одном и том же проходном сечении — выходном сечении (горле) сопла площадью F [11–13]. При изоэнтропном (идеальном) течении параметры торможения остаются равными соответствующим значениям в объеме, откуда происходит истечение. В случае с выпускным клапаным патрубком это параметры в цилиндре, т. е. $p^* = p_c$; $T^* = T_c$. Однако в формулах (1) – (3) можно увидеть разные индексы v и e в обозначении параметров, поскольку они относятся к двум разным сечениям. Это приводит к неточному определению расхода, который теоретически можно было бы определить либо в сечении F_v , либо в F_e . Так, при определении расхода непосредственно через клапан многие авторы вынуждены использовать сложные зависимости для проходного сечения по ходу открытия клапана [2, 4, 10]. Однако при этом они не учитывают, что в короткой по потоку клапанной щели газодинамические потери пренебрежимо малы, отрыв и соответствующие значительные потери имеют место ниже по потоку, $p_v^* = p_c^* = p_c$, $\mu_v = 1$ и $G = G_s$. Казалось бы, расчет можно проводить по изоэнтропной формуле (4) без использования коэффициента μ_v . Но тогда здесь вместо p_e в числителе отношения давлений в формулах (2), (3) должно стоять статическое давление на выходе из клапана p_v . Однако это давление в одномерной постановке невозможно задать, оно как-то распределяется между фасками клапана и седла и никак не может быть равно p_e , поскольку скорости в сечениях F_v и F_e могут различаться на порядок. Таким образом, определение расхода через проходное сечение клапана практически невозможно, по крайней мере, при докритическом течении.

Определять G , как и требуется во внешнем насадке Вентури [6], следует по сечению выхода из патрубка, где F_e — величина фиксирован-

ная, что удобно для расчетов. Здесь вместо $\mu_v F_v$ в формулы (1), (3) должен входить комплекс $\mu_e F_e$, давление p_e при расчете газообмена известно, а для заторможенных изоэнтропных давления и температуры в сечении F_e имеем равенства $p_e^* = p_c$, $T_e^* = T_c$. Таким образом, для расчета действительного расхода G через клапанную систему необходимо использовать выражение

$$G = \mu_e F_e \frac{p_c}{\sqrt{RT_c}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_e}{p_c} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_e}{p_c} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (5)$$

При этом важнейшее значение имеет методически правильное определение коэффициента расхода μ_e в сечении F_e , оценивающего значительные отрывные потери за клапаном.

Еще более заметную ошибку при расчете расхода за ход выпуска можно получить при использовании известного соотношения давлений

$$\left(\frac{p_e}{p_c} \right)_c = \mu = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (6)$$

рекомендованного для определения момента запираания в клапане и выхода его на критический режим [1–4, 10]. Но в соответствии с классическим подходом здесь необходима формула $(p_v/p_v^*)_{cv} = (p_v/p_c)_{cv} = \varepsilon$, однако давление p_v , как отмечалось выше, неизвестно. По формуле (6) можно было бы определять момент запираания идеального течения в F_e , поскольку в этом случае оба давления относятся к одному сечению F_e . Однако в реальном потоке вследствие отрывных потерь давление торможения на выходе $p_e^* < p_c$, и оно также неизвестно. При расчетах выпуска используются только p_c и статическое давление p_e , поэтому для определения момента запираания в числителе действительно приходится использовать давление в сечении F_e : $(p_e/p_c)_{cve} = \varepsilon_{ve}$. Но здесь уже $\varepsilon_{ve} > \varepsilon$, и величина ε_{ve} определяется на каждом ходе h с учетом отрывных потерь, задаваемых соответствующим значением коэффициента расхода $\mu_e = \mu_e(h)$, который изменяется в широких пределах. При этом на больших значениях h , когда $F_v > F_e$, запираание в клапане вообще невозможно, критический режим наступает во втором горле F_e , в клапане же начинается

снижение скорости дозвукового течения. Здесь для момента записания в F_e также необходимо определять другое отношение $(p_e/p_c)_{сее} = \varepsilon_{ее}$, которое тоже зависит от μ_e .

Представленный анализ показывает, что для практического расчета выпуска из цилиндра необходимо получить уточненные соотношения, учитывающие особенности реального отрывного течения за клапаном на различных режимах.

Расчетно-экспериментальные исследования

Профиль проточной части системы «клапан — патрубок» имеет весьма сложную форму с переменной площадью проходного сечения в клапанной щели, т. е. в первом горле. Круговой наклон фаски клапана под углом β и ответная поверхность клапанного седла обуславливают выход в патрубок затопленного струйного кольцевого течения по направлению к оси клапана под соответствующим углом. Поскольку имеется этот угол наклона и проходное сечение патрубка больше живого сечения выходящей струи, вокруг струи образуются отрывные зоны с вихревым течением, которое при турбулентном массообмене с основной струей служит причиной значительных отрывных газодинамических потерь. Поэтому струя внутри патрубка теряет энергию, постепенно расширяясь до присоединения к стенкам.

Для описания модели течения примем допущение о незначительности влияния плавного изгиба патрубка, как и плавного изгиба колен в трубах [6, 7], на результирующие параметры потока. Обоснованность допущения должна быть проверена. Схема отрывного течения с указанием векторов скоростей в клапане v_v и на выходе v_e представлена на рис. 1.

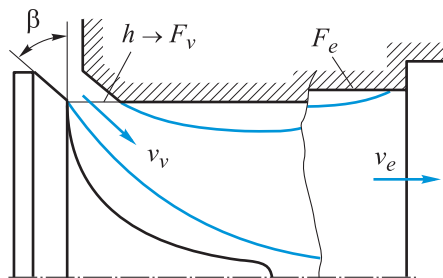


Рис. 1. Схема отрывного течения за выпускным клапаном

В соответствии с рис. 1 текущую площадь проходного сечения F_v можно описать как

$$F_v = \pi D_v h \cos \beta,$$

где D_v — диаметр выхода из клапанной щели; h — ход открытия клапана в виде функции от времени или угла поворота коленчатого вала двигателя; β — угол фаски клапана.

Здесь важно рассматривать именно выход из клапанной щели, поскольку за этим сечением начинаются отрывные зоны. Как правило, D_v или равен или несколько меньше гидравлического диаметра выхода из патрубка D_h и его продолжения перед выходом в более широкую часть коллектора. В этой части системы завершается присоединение оторвавшегося потока к стенкам проточной части. Площадь сечения на выходе F_e может иметь различную форму. Введем обозначение безразмерного геометрического параметра (критерия) расширения затопленной струи:

$$f = \frac{F_v}{F_e} = \frac{\pi D_v h \cos \beta}{F_e}. \quad (7)$$

Струйное отрывное течение в патрубке за клапаном и соответствующие газодинамические потери ζ аналогичны потерям при внезапном расширении потока от сечения F_v до сечения F_e присоединения струи к стенкам. Для оценки коэффициента потерь ζ в осевом потоке, проходящем через скачок сечения от F_v до F_e , в гидродинамике при допущении о несжимаемости жидкости ($\rho = \text{const}$) применяется формула, полученная на базе законов сохранения, в том числе импульса [6, 7]:

$$\zeta = \left(\frac{F_e}{F_v} - 1 \right)^2 = \left(\frac{1}{f} - 1 \right)^2, \quad (8)$$

используется и скоростной коэффициент φ , оценивающий потери скорости вследствие отрыва, численно равный коэффициенту расхода μ_e , тогда

$$\varphi = \mu_e = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta}} = \frac{f}{\sqrt{1 + 2f(f - 1)}}. \quad (9)$$

Здесь важно отметить монографию А.С. Орлина и М.Г. Круглова [14], где было показано, что основным фактором потерь на выпуске служит отрыв потока между малым переменным сечением F_v и сечением на выходе F_e и для оцен-

ки потерь при этом была представлена формула (8).

Сохраняя допущение о соответствии потерь в патрубке отрывным потерям в прямом канале площадью сечения F_e , учтем, что поток в него входит под углом β (см. рис. 1). Тогда систему уравнений сохранения расхода, энергии и импульса можно записать в виде

$$\begin{cases} F_v v_v \rho = F_e v_e \rho; \\ \frac{p_v}{\rho} + \frac{v_v^2}{2} = \frac{p_e}{\rho} + \frac{v_e^2}{2} + \zeta \frac{v_e^2}{2}; \\ p_v F_e + F_v v_v \rho v_v \sin \beta = p_e F_e + F_e v_e \rho v_e. \end{cases} \quad (10)$$

При этом предполагается, что среднее давление на поверхности галтели клапана остается равным давлению на выходе из клапана p_v . После преобразований системы (10) с учетом связи (9) между μ_e и f получим формулу коэффициента расхода патрубка $\mu_{e\beta}$, где учтен поворот струи на выходе из клапана на угол β :

$$\mu_{e\beta} = \frac{f}{\sqrt{1 + 2f(f - \sin \beta)}}. \quad (11)$$

Поскольку этот угол в большинстве конструктивного исполнения выпускных клапанов составляет 45° , при обычном значении соотношения $f = F_v/F_e \approx 0,9$ для максимального хода открытия клапана по формуле (11) получается значение $\mu_{e\beta} \approx 0,78$. Это примерно соответствует получаемым на практике результатам многих статических продувок системы «клапан — патрубок» при максимальном h .

Более точные зависимости для коэффициента расхода в конкретных системах можно получить экспериментальными продувками. К сожалению, на предприятиях и исследовательских организациях существует практика продувки фактически «открытых» систем, когда продувается только головка цилиндра и на выходе из патрубка нет дополнительного отрезка трубы с площадью проходного сечения F_e , увеличивающего канал до необходимой длины [6, 7]. В этом случае длина канала может составлять всего $(2,5 \dots 3,0)D_h$. Здесь при малых значениях h выходящая тонкая струя не успевает присоединиться к стенкам канала, т. е. замкнуть отрывные зоны, и в сечении F_v будет иметь место давление окружающей среды. В результате фактически исследуется только клапанная щель, в которой, как отмечено выше, потерь нет, и по-

сле обработки эксперимента получается не μ_e , а $\mu_v \rightarrow 1$ [1, 4]. Как показывают эксперименты с визуализацией потока за клапаном [15, 16], граница струи пульсирует и постепенно размывается, присоединение к стенкам при продувках «открытой» системы происходит постепенно с ростом хода клапана. Поэтому с увеличением h коэффициент расхода такой системы постепенно уменьшается [1, 4] и только при $h_{\max}$ может приблизиться к реальным значениям μ_e . Это хорошо иллюстрируется пересчетом μ_e по формуле (11) данных продувки патрубка тракторного дизеля 4ЧН 13/15, выполненной фирмой AVL без удлиняющей трубы. При этом результаты были представлены в виде зависимости так называемого продувочного коэффициента μ_σ от отношения $h = h/D_v$ (рис. 2).

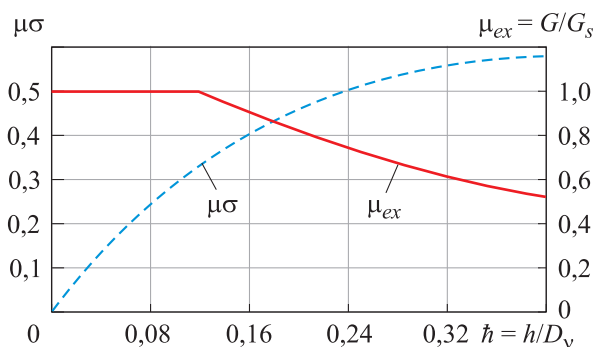


Рис. 2. Зависимости продувочного коэффициента μ_σ (методика AVL) и коэффициента расхода μ_e в выпускном патрубке дизеля 4ЧН 13/15

На рис. 2 видно, что до относительного хода открытия $h/D_v = 0,12$ коэффициент расхода μ_e строго равен единице, т. е. потери при таком способе продувки здесь вообще не определились, хотя очевидно, что в этом диапазоне h отрывные потери максимальные. И лишь после достижения ширины струи, получающейся при $h/D_v > 0,12$, т. е. на 1/3 максимального хода клапана, начинается ее постепенное присоединение к стенкам, и только здесь начинают проявляться отрывные потери. Понятно, что подобный способ продувки не позволяет определить реальный коэффициент расхода во всем диапазоне хода открытия клапана. Продувки следует проводить с удлиняющим каналом, который обеспечивает «закрытие», т. е. присоединение к стенкам затопленной струи на всех h . Только такой

способ продувки позволит получить реальные зависимости $\mu_e = \mu_e(h)$ или $\mu_e = \mu_e(f)$, которые необходимы для расчета выпуска.

Для оценки расчетной формулы (11), показывающей, что при $h \rightarrow 0$ также и $\mu_e \rightarrow 0$, сначала были проведены продувки воздухом с выходом в атмосферу модельной «закрытой» системы «цилиндр — клапан — патрубок» при $p_c/p_e = 1,02$ с прямым патрубком постоянного проходного сечения $D = D_v = D_e = 40$ мм длиной $L = 30$ см ($L \sim 8D$). Это соответствует расчетной схеме (см. рис. 1), подобные продувки системы с прямым патрубком описаны также в работе [10]. С целью проверки влияния угла фаски β использовали сменные клапаны и ответные седла с $\beta = 45$ и 30° . Далее выполняли продувки при $p_c/p_e = 1,02$ штатной головки цилиндра дизеля 8Ч 11/11,5 VII опытной серии с $D_v = D_e = 40$ мм и $\beta = 45^\circ$. На выходе был пристыкован дополнительный патрубок с $D = 40$ мм и $L = 25$ см.

Для определения экспериментальных значений коэффициента μ_{ex} полученные результаты по действительному расходу $G = G(h)$ были отнесены к соответствующим значениям G_s , кг/с, которые вычисляли по формулам для сжимаемого газа:

$$G_s = \frac{F_e p_c}{\sqrt{RT_c}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_e}{p_c} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_e}{p_c} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}; \quad (12)$$

$$G_s = m \frac{F_e p_e y(\lambda_{es})}{\sqrt{T_c}}, \quad (13)$$

где

$$\lambda_{es} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_c} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (14)$$

В формулах (12) и (14) учитывается, что при изэнтропном течении $p_c \equiv p_e^*$. В уравнении расхода (13) с постоянным коэффициентом m использована газодинамическая функция $y(\lambda)$ от приведенной скорости λ , для воздуха $m = 0,0404 \text{ м}^{-1} \cdot \text{с} \cdot \text{К}^{0,5}$, для выпускных газов $m = 0,0396$ [8].

Отметим, что формулы (12) и (13) приведены для использования при любых перепадах давлений, включая надкритические. Продувочные эксперименты с целью определения μ_{ex} вы-

полняются обычно на перепадах $\Delta p = p_c - p_e$, не превышающих несколько единиц килопаскалей. При таких малых значениях Δp , во-первых, имеют место стабильные формы отрывного течения за клапанами, что обеспечивает высокую точность измерения параметров, во-вторых, можно использовать модель несжимаемой жидкости, что упрощает расчеты G_s :

$$G_s = F_e \sqrt{2\rho(p_c - p_e)} = F_e \sqrt{(\rho_c + \rho_e)(p_c - p_e)}.$$

Расчеты μ_{ex} по формуле (11) и экспериментальные зависимости μ_{ex} в виде функций от геометрического критерия f представлены на рис. 3. На соответствующих графиках видно, что все полученные μ_{ex} растут от значения 0 и близки к расчетным μ_{ex} за исключением области высоких f , где происходит перестройка структуры потока. По результатам продувки изогнутого патрубка дизеля отметим, что изгиб патрубка заметного влияния на μ_e не оказал.

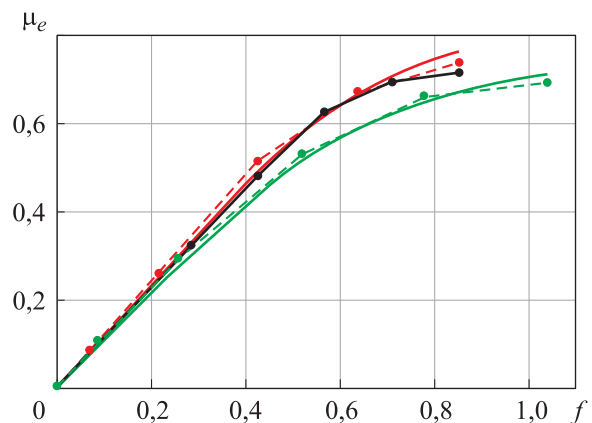


Рис. 3. Результаты продувки и расчета μ_e :
— прямой канал, $\beta = 45^\circ$, расчет по формуле (11);
—•— прямой канал, $\beta = 45^\circ$, эксперимент; —•— патрубок канала, $\beta = 45^\circ$, дизель 8Ч 11/11,5; — прямой канал, $\beta = 30^\circ$, расчет по формуле (11); —•— прямой канал, $\beta = 30^\circ$, эксперимент

Безусловно, в патрубках реальных двигателей проточная часть может иметь достаточно сложную геометрию, влияющую на коэффициент расхода, однако, как показано выше, основную роль в структуре потерь на выпуске играют отрывные потери между F_v и F_e , т. е. отношение f . Коэффициент μ_e является основной газодинамической характеристикой системы «клапан — патрубок», и с точки теории размерностей по аналогии газодинамически-

ми характеристиками (картами) π и η турбин и компрессоров [13, 17] может быть представлен в виде

$$\mu_e = \mu_e(f, K, \lambda, k, Re).$$

Здесь основными являются геометрический f , кинематический K и динамический λ критерияльные параметры. Фактически геометрический критерий подразумевает комплекс (f, β) , поскольку на μ_e влияет не просто отношение площадей, а еще и направление, которое задается потоку углом фанки β . Но в реальных конструкциях, как правило, $\beta = 45^\circ$, и геометрически подобными следует считать струйные потоки с поворотом на 45° с одинаковым отношением f сечений струи на входе и выходе. В качестве динамического критерия вместо приведенной скорости λ могут быть представлены число Маха M или отношение давлений [17], в данном случае это p_e/p_c . При этом последний вариант неудобен, так как отношение давлений уменьшается с ростом скорости потока. Обратное отношение также неудобно, так как в процессе выпуска оно изменяется в очень широких пределах. Наиболее целесообразно использовать здесь приведенную скорость λ_{es} изотропного течения, определяемую отношением задаваемых в расчете газообмена давлений между выходом из патрубка (т. е. в коллекторе) и цилиндром (14). Отношение теплоемкостей k и при автомодельном течении число Рейнольдса Re заметного влияния не оказывают [17]. Кинематическим критерием, здесь условно обозначенным как K , является непосредственно форма струйного отрывного потока, которая при $\beta = 45^\circ$ определяется только значением f и, как известно из гидродинамики, при докритическом течении от перепада давлений, т. е. динамического критерия, практически не зависит. Таким образом, при соблюдении геометрического критерия f кинематика потока, т. е. форма выходящей из клапана струи, является подобной в различных по масштабу системах.

Исследование влияния отношения давлений, т. е. динамического критерия, на коэффициент расхода представлено в ряде работ [4, 10, 18–22]. Результаты исследований подтверждают, что p_e/p_c оказывает заметное влияние на μ_e только при подходе к критическому режиму течения в клапане. В области докритического течения, наиболее сложной для расчетного

определения μ_e , это влияние незначительно, и в практических расчетах газообмена им пренебрегают [1–4, 23–25]. Таким образом, здесь остается зависимость μ_e только от геометрического критерия, т. е. $\mu_e = \mu_e(f)$. И результаты сравнения с экспериментальными продувками показывают, что для практических расчетов истечения из цилиндра можно использовать определение μ_e по формуле (11). По крайней мере, это будет точнее, чем определять μ_e продувками «открытых» систем или задавать $\mu_e = \text{const}$.

Во многих работах расходная характеристика клапанной системы выражается в виде функции от безразмерного аргумента — отношения h к диаметру специально определяемого горла клапанной щели [10, 25, 26]. Более целесообразно использовать D_v — диаметр выхода из клапанной щели (см. рис. 1), где начинается образование отрывной зоны:

$$\bar{h} = h / D_v,$$

тогда, с учетом (7) геометрический критерий f можно выразить в виде

$$f = \frac{\pi D_v^2 \cos \beta}{F_e} \bar{h}.$$

Из данной записи можно сделать следующий важный вывод. Различные по конструктивному масштабу патрубки с $\beta = 45^\circ$, но имеющие одинаковые значения сомножителя перед относительным ходом $\bar{h}$, являются геометрически подобными в отношении оценки потерь струйного отрывного течения за клапаном. Очевидно, здесь для оценки подобия можно рассматривать более простые дроби D_v^2/F_e или D_v/D_e в случае круглого сечения на выходе. Все эти дробные выражения определяют геометрическое расширение патрубков, которое можно условно обозначить символом A . Таким образом, полученные расчетным с помощью формулы (11) или экспериментальным путем зависимости вида $\mu_e = \mu_e(f)$ для какой-либо клапанной системы фактически являются универсальными, так как будут применимы ко всем другим, имеющим то же расширение A . При этом достоинством аналитических зависимостей $\mu_e = \mu_e(f)$ является возможность применения их на любых текущих значениях f (h или $\bar{h}$) при расчетах газообмена двигателя, в то время как экспериментальные значения, представленные, например, в таблич-

ном виде для определенных ходов открытия клапана, требуют специальной аппроксимации.

Однако отметим, что для большинства современных конструкций поршневых двигателей характерна тщательная доводка проточной части выпускных патрубков, в частности, выполняют обжатия профиля канала с целью уменьшения объемов отрывных зон, оптимизируют вогнутый профиль галтели клапана и т. п. Все это приводит к заметному снижению потерь на выпуске и соответствующему увеличению коэффициента μ_e . При этом, очевидно, простое выражение (11) не всегда обеспечивает требуемую точность расчетов. И здесь может быть предложен подход с использованием в записи уравнения сохранения импульса в системе (10) поправки g , которую условно можно назвать «галтельной». Она учитывает преобразование в давление части выходящего из клапанной щели импульса при торможении на вогнутой поверхности галтели клапана и при сужении проточной части канала, выполняемой при специальной доводке для уменьшения отрывных зон. Тогда соответствующее слагаемое в этом уравнении представляется в виде $F_v v_v g v_v \sin \beta$. Для преобразования системы (10) вместо g удобнее использовать другой параметр формы $c = fg$, тогда уравнение импульсов примет вид

$$p_v + c \rho v_v^2 \sin \beta = p_e + \rho v_e^2. \quad (15)$$

С новым уравнением (15) из системы (10) получим:

$$\mu_{ec} = \frac{f}{\sqrt{1 + 2(f^2 - c \sin \beta)}}. \quad (16)$$

Зная экспериментальные значения μ_{ex} для соответствующих f (или h), формпараметр c можно определить по формуле, полученной из (16):

$$c = \frac{1 + f(2f - 1/\mu_{ex}^2)}{2 \sin \beta}. \quad (17)$$

Для расчетов выпуска необходимо знать, чему равно значение c_0 и при $h \rightarrow 0$. Здесь можно принять очевидное допущение о линейной зависимости $\mu_e = \mu_e(f)$ на участке до первого минимального продувочного хода h , например, это может быть $h_1 = 1$ мм и соответствующее f_1 , где в эксперименте имеем μ_{ex1} . Тогда на отрезке $[0; 1]$ зависимость $\mu_e = (\mu_{ex1}/f_1)f$ будет линейной. Приравнявая это выражение к формуле (16), получаем

$$\frac{\mu_{e1}}{f_1} = \frac{1}{\sqrt{1 + 2(f^2 - c \sin \beta)}},$$

тогда при $h \rightarrow 0, f \rightarrow 0$ из этой формулы можно выразить начальное значение c_0 :

$$c_0 = \frac{1 - (f_1/\mu_{ex1})^2}{2 \sin \beta}.$$

В результате для всего диапазона исследованных ходов h_i можно получить аппроксимационные зависимости $c = c(f)$. Так, в частности, для патрубка дизеля 1Ч 8,5/8 предложена простая формула

$$c = (f + 1)/3, \quad (18)$$

которая при подстановке в (16) позволяет аналитически определять значения μ_{ec} в процессе расчета выпуска при любых текущих h (f) с достаточной точностью.

Результаты продувки при $p_c/p_e = 1,06$ опытной головки № 2 дизеля 1Ч 8,5/8, имеющей $D_v = 27,5$ мм, $\beta = 45^\circ$ и прямоугольный со скругленными углами выход из патрубка площадью $F_e = 797,5$ мм² представлены на рис. 4. На выходе был присоединен отрезок трубы соответствующей формы проходного сечения F_e длиной 200 мм. В начальной и средней частях графика μ_{ex} отмечается заметное превышение значений над результатами расчета $\mu_{e\beta}$ по формуле (11), что обусловлено проведением на Тульском машиностроительном заводе работ по доводке проточной части патрубка. При использовании

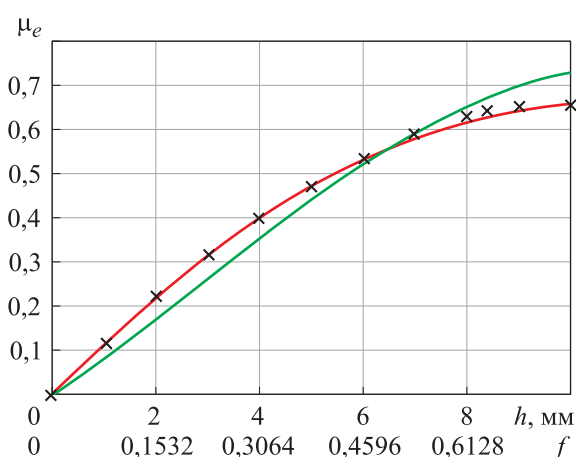


Рис. 4. Коэффициенты расхода патрубка дизеля 1Ч 8,5/8:

× — экспериментальные значения μ_{ex} ; — расчет $\mu_{e\beta}$ по формуле (11); — расчет μ_{ec} по формуле (16)

формулы (16), учитывающей поправку c , имеет лишь небольшое расхождение между экспериментальными значениями μ_{ex} и вычисленными μ_{ec} только в области максимальных ходов открытия, оно лежит в пределах 2 %. Очевидно, вместо (18) можно получить и более точные зависимости для c во всем диапазоне ходов h .

Экспериментальные μ_{ex} и расчетные $\mu_{e\beta}$, μ_{ec} для сравнения представлены также в таблице, где приведены и другие расчетные параметры, которые соответствуют уже критическим и надкритическим режимам течения в данном патрубке.

В результате рассмотрения докритической области течения при допущении о независимости μ_e от динамического критерия можно констатировать, что на базе предварительно проведенных экспериментов при малых перепадах p_c к p_e для этой области можно построить универсальную характеристику (карту) для патрубков в виде аналитической зависимости от текущего значения f — геометрического параметра (критерия) $\mu_e = \mu_e(f)$ (11). Если же при обработке эксперимента с конкретным патрубком установить зависимость $c = c(f)$ типа (18) и далее использовать (16), то можно получить уточненную аналитическую карту в виде функции μ_e от комплексного геометрического параметра — $\mu_e = \mu_e[f, c(f)]$ для данного патрубка, который может иметь специальный, достаточно сложный профиль проточной части.

Очевидно, для расчетов докритического выпуска функциональными зависимостями

$\mu_e = \mu_e(f)$ и $\mu_e = \mu_e[f, c(f)]$ можно пользоваться до момента запираания в клапане. Но поскольку первая формула не учитывает реальные особенности профиля и при малых h $\mu_{e\beta}$ сильно отличается от μ_{ex} и μ_{ec} (см. таблицу), расчет момента запираания с помощью $\mu_{e\beta}$ на малых h будет выполнен с заметной ошибкой, а при $h \rightarrow 0$ ε_{ve} получится равным ε .

Рассмотрим определение момента запираания потока в клапане и последующий режим надкритического истечения. Возвращаясь к экспериментам с визуализацией и измерением давлений [15, 16], отметим, что в «закрытых» системах, вследствие замыкания отрывных зон за клапаном, в них и на выходе из клапана при малых h давление сильно снижается по сравнению с давлением на выходе в F_e . Это обусловлено значительным расширением сечения струи между сечениями F_v и F_e . В результате запираание в клапане, волновая картина сверхзвукового течения с последующим переходом на дозвуковой режим за клапаном возникают уже при небольших перепадах между p_c и p_e , т. е. при $(p_e/p_c)_{cve} = \varepsilon_{ve} \gg \varepsilon$ и $\lambda_{escv} \ll 1$.

Анализ режимов здесь необходимо проводить уже с учетом сжимаемости потока, т. е. с использованием динамического критерия. При этом, как отмечалось выше, здесь наиболее удобна приведенная скорость изоэнтропного (идеального) течения на выходе λ_{es} , поскольку она однозначно связана с отношением задаваемых в расчете газообмена давлений между выходом из патрубка (т. е. в коллекторе) и цилин-

Результаты продувки и расчета параметров в системе «клапан — патрубок» дизеля 1Ч 8,5/8

h , мм	$F = F_v/F_e$	μ_{ex}	$\mu_{e\beta}$	μ_{ec}	λ_{escv}	$(p_e/p_c)_{cve} = \varepsilon_{ve}$	$\mu_{e\min}$	μ_{ece}	λ_{esce}	$(p_e/p_c)_{cee} = \varepsilon_{ee}$
1	0,0766	0,1098	0,0806	0,1079	0,4897	0,8670	0,0766	0,2530	1,8974	0,0405
2	0,1532	0,2176	0,1681	0,2159	0,4955	0,8639	0,1532	0,3337	1,7535	0,0809
3	0,2298	0,3172	0,2601	0,3169	0,5140	0,8542	0,2298	0,3987	1,6478	0,1214
4	0,3064	0,4048	0,3528	0,4051	0,5448	0,8373	0,3064	0,4572	1,5601	0,1619
5	0,3831	0,4734	0,4419	0,4783	0,5983	0,8063	0,3831	0,5127	1,4829	0,2024
6	0,4596	0,5358	0,5229	0,5363	0,6541	0,7719	0,4596	0,5668	1,4128	0,2428
7	0,5362	0,5878	0,5933	0,5813	0,7294	0,7225	0,5362	0,6211	1,3474	0,2833
8	0,6128	0,6327	0,6516	0,6156	0,8366	0,6465	0,6128	0,6763	1,2856	0,3237
8,4	0,6434	0,6434	0,6715	0,6270	1,0000	0,5283	0,6434	0,6988	1,2617	0,3399
9	0,6894	0,6558	0,6980	0,6417	$\lambda_{vc} = 0,797$	—	0,6558	0,7079	1,2521	0,3465
10	0,7660	0,6599	0,7336	0,6615	$\lambda_{vc} = 0,656$	—	0,6599	0,7110	1,2490	0,3486

дром. Действительно, в изоэнтропном процессе $p_{es}^* = p_c$, и отношение давлений p_e/p_c соответствует определению газодинамической функции (ГДФ) $\pi(\lambda) = p/p^*$. Учитывая выражение этой функции [8, 11, 13], запишем

$$\frac{p_e}{p_c} = \pi(\lambda_{es}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{es}^2\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (19)$$

это позволяет выразить скорость λ_{es} через отношение давлений p_e/p_c (14).

Газодинамические функции используются и при анализе адиабатного (теплоизолированного) течения, где могут быть учтены потери трения и отрыва [8, 11, 13], и с помощью расходных ГДФ $q(\lambda)$ и $y(\lambda)$ [8, 11, 13] для проходных сечений F_v и F_e можно выразить закон сохранения расхода в нескольких формах:

$$\begin{aligned} G &= m \frac{F_v p_v^* q(\lambda_v)}{\sqrt{T_v^*}} = \mu_e m \frac{F_e p_{es}^* q(\lambda_{es})}{\sqrt{T_{es}^*}} = \\ &= m \frac{F_e p_e y(\lambda_e)}{\sqrt{T_e^*}} = \mu_e m \frac{F_e p_e y(\lambda_{es})}{\sqrt{T_e^*}}. \end{aligned} \quad (20)$$

В адиабатном процессе, как и в изоэнтропном, имеем равенство $T_v^* = T_{es}^* = T_e^* = T_c^* = T_c$. Вторая и четвертая формулы в записи (20) содержат коэффициент расхода патрубка, в них следующая за μ_e дробь выражает расход G_s изоэнтропного течения, где $p_v^* = p_{es}^* = p_c^* = p_c$. В результате с использованием отношения f (7) можно переписать как

$$f p_c q(\lambda_v) = \mu_e p_c q(\lambda_{es}) = p_e y(\lambda_e) = \mu_e p_e y(\lambda_{es}). \quad (21)$$

При определенном критическом отношении давлений между выходом и цилиндром $(p_e/p_c)_{cve} = \varepsilon_{ve}$ в сечении F_v произойдет запираание потока с достижением критического режима, где $q(\lambda_v = 1) = 1$. Отметим, что запираание в клапане будет сохраняться и с дальнейшим уменьшением отношения давлений. Моментам запираания на конкретных ходах открытия клапана будет соответствовать уравнение для ГДФ $q(\lambda_{escv})$, получающееся с помощью первого и второго выражений записи (21) при $\lambda_v = 1$:

$$q(\lambda_{escv}) = f/\mu_e. \quad (22)$$

Для области докритического течения вплоть до запираания в клапане было принято допущение о независимости коэффициента расхода от

динамического критерия λ_{es} . Поэтому, подставляя в (22) экспериментальные μ_{ex} , соответствующие определенным h_i (f_i), найдем значения ГДФ $q(\lambda_{escvi})$. Ее формула имеет вид

$$q(\lambda_{escv}) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda_{escv} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{escv}^2\right)^{\frac{1}{k-1}}, \text{ и для}$$

нахождения соответствующих скоростей λ_{escv} приходится прибегать к итерационным методам. Наиболее эффективен здесь метод касательных, который позволяет находить λ_{escv} с точностью не хуже 5-го знака после запятой после 4–5 итераций. Далее для исследованных в эксперименте h_i вычисляем $\pi(\lambda_{escv}) = (p_e/p_c)_{cve} = \varepsilon_{ve}$ (см. таблицу) и строим ломаную линию клапанного запираания в конкретном патрубке в виде $\lambda_{escvi} = \lambda(h_i)$ или $\lambda_{escvi} = \lambda(f_i)$.

При построении гладкой линии запираания в универсальной характеристике с использованием для μ_{ef} зависимости (11), из (22) получим

$$q(\lambda_{escv}) = \sqrt{1 + 2f(f - \sin \beta)}.$$

Как отмечалось выше, для начала хода открытия клапана по этой формуле будем получать неточные, завышенные значения λ_{escv} , и при $f \rightarrow 0$ $\lambda_{escv} = 1$, $\varepsilon_{ve} = \varepsilon$. Для построения уточненной линии запираания в конкретном патрубке в (22) подставляем зависимость для μ_{ec} (16), тогда

$$q(\lambda_{escv}) = \sqrt{1 + 2(f^2 - c \sin \beta)}. \quad (23)$$

При выполнении расчета выпуска необходимо знать границы докритического течения от самого момента открытия клапана ($h = f = 0$) и до таких значений его открытия, когда площадь F_v станет настолько большой, что запираание в клапане будет невозможно. Из (22) видно, что это произойдет в момент, когда функция $q(\lambda_{escv})$ достигнет максимума, т. е. значения 1. Это соответствует условию $f = \mu_e$.

Рассмотрим определение точки критического режима, т. е. запираания клапана с момента его открытия на примере патрубка дизеля 1Ч 8,5/8. На участке $0 < h < 1$ мм, где в эксперименте трудно получить достоверные значения μ_{ex} , примем допущение о линейном законе изменения μ_e от h . В эксперименте имеем $\mu_{ex1} = 0,1098$ при $h = 1$ мм, тогда можно записать

$$\mu_e = \mu_{ex1} h = 0,1098 h. \quad (24)$$

Подставляя в (22) выражения $f(7)$ и μ_e (24), для этого участка будем иметь постоянную величину функции $q(\lambda_{escv})$:

$$q(\lambda_{escv}) = \frac{\pi D_v h \cos \beta}{0,1098 h F_e} = \frac{\pi \cdot 27,5 \cdot \cos 45}{0,1098 \cdot 797,5} = 0,6975,$$

которая соответствует значению скорости $\lambda_{escv} = 0,4897$ (см. таблицу). По формуле (19) для этой части хода клапана теперь можно определить критическое отношение давлений в клапане $\varepsilon_{ve} = \pi(\lambda_{escv}) = 0,8670$.

В расчете, где используется аппроксимационная зависимость параметра c для патрубка этого дизеля, выражение функции $q(\lambda_{escv})$ определяется подстановкой в (23) формулы (16). При $f \rightarrow 0$ имеем:

$$q(\lambda_{escv}) = \sqrt{1 - (2 \sin \beta) / 3} = 0,7270.$$

Это соответствует значению скорости $\lambda_{escv} = 0,5163$ и отношению давлений $(p_e/p_c)_{cve} = \varepsilon_{ve} = 0,8529$. Расчетный результат близок к $\varepsilon_{ve} = 0,8670$, полученному непосредственно из эксперимента на фиксированных h с допущением о линейном законе для μ_e на участке $0 < h < 1$ мм. А с использованием аналитических формул $\mu_e = \mu_e(f)$ (11) и более точной $\mu_e = \mu_e[f, c(f)]$ (16) можно выполнять расчет

не только докритического выпуска при текущих значениях $h(f)$, p_c , p_e , но и определять момент записания в клапане, ограничивающий докритическую область.

Полученные значения λ_{escv} и ε_{ve} для патрубка дизеля 1Ч 8,5/8 представлены в таблице. Они показывают, что записание потока, т. е. переход с докритического в надкритический режим в клапане ($\lambda_v = 1$), в реальном процессе истечения происходит уже при $\lambda_{escv} \ll 1$, т. е. довольно больших $(p_e/p_c)_{cve} = \varepsilon_{ve}$, а не при отношении ε (для воздуха $\varepsilon = 0,5283$). Это характерно для малых и средних ходов открытия, где отрывные потери особенно велики. Эффект более раннего записания на выпуске впервые отмечен в работе [23] и учитывается при моделировании газообмена и рабочего процесса с помощью комплекса «Дизель РК» [23, 24]. Гладкая линия записания в клапане представлена на карте (рис. 5).

С увеличением хода h кривая записания в клапане приходит в последнюю точку, где $f/\mu_e = 1$. Так как $f = F_v/F_e$, можно сказать, что при таком h площадь F_v стала равной «эффективной» площади $\mu_e F_e$. Здесь из (22) получается $q(\lambda_{escv}) = 1, 0$; $\lambda_{escv} = 1, 0$ и из (19) $\varepsilon_v = \pi(\lambda_{escv} = 1) = \varepsilon = [2/(k+1)]^{k-1}$, т. е. только в этой точке для

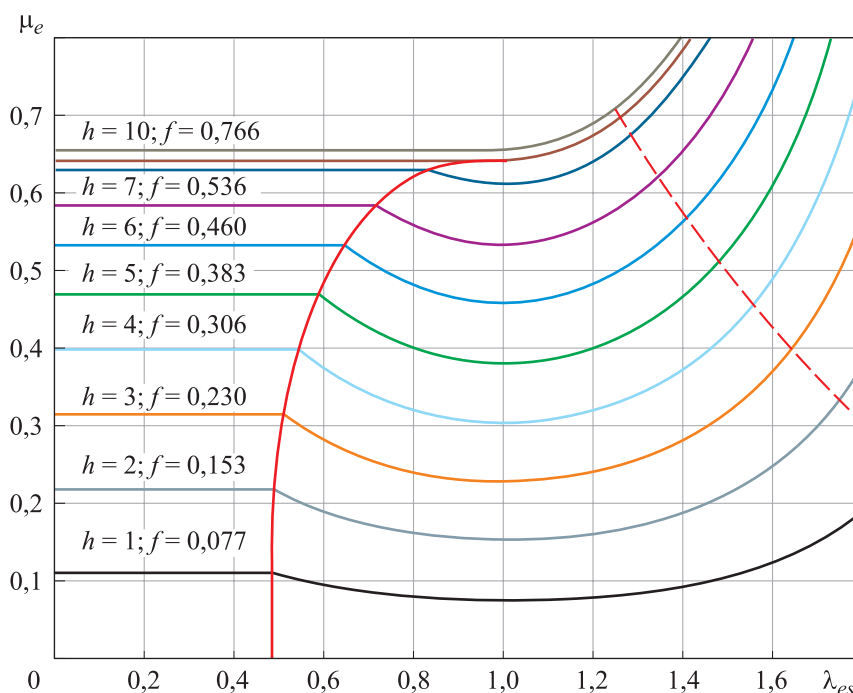


Рис. 5. Карта коэффициента расхода патрубка μ_e дизеля 1Ч 8,5/8 (красным цветом показаны линии записания в клапане и на выходе из патрубка)

запирания имеем «классическое» отношение ε (6). Необходимо найти координату h_c (f_c) последней точки линии запирания в клапане. Если выполняется расчет с использованием аппроксимационной формулы параметра c , то, подставляя в условие $\mu_e/f=1$ зависимость $c(f)$ (18) для патрубков дизеля 1Ч 8,5/8 и $\mu_e(f)$ (16), можно легко получить f_c :

$$f_c = \frac{\sin \beta}{6} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{12}{\sin \beta}} \right) = 0,6174,$$

и с помощью (7) — соответствующее значение последней координаты h_c линии запирания в клапане:

$$h_c = \frac{F_e f_c}{\pi D_v \cos \beta} = 8,060.$$

Из фиксированных экспериментальных значений между $h = 8$ и 9 здесь получается приближенная величина $h_c = 8,4$ мм (см. таблицу).

Таким образом, при $f \leq f_c$ имеем две области режимов течения в клапане: докритический режим ($\lambda_v < 1$) до кривой запирания, т. е. при $p_e/p_c > \varepsilon_{ve} = (p_e/p_c)_{cve}$ и критический и надкритический ($\lambda_v = 1$) при $p_e/p_c \leq \varepsilon_{ve}$ и соответствующих λ_{escv} . На докритическом вычислять расход на выпуске можно по формуле (5), а также с помощью второго и четвертого выражений соотношения (20), при этом по уравнению (14) нужно предварительно определить скорость λ_{es} . Поскольку на втором режиме при $p_e/p_c \leq \varepsilon_{ve}$ после запирания в клапане скорость $\lambda_v = 1$ остается неизменной, включая и запирание в F_e , расчет расхода здесь значительно упрощается. Как отмечалось выше, на коротком пути потока внутри клапанной щели потери трения незначительны, и расход можно определять по формуле для клапана, т. е. на базе первого выражения записи (20):

$$G = m \frac{F_v p_c}{\sqrt{T_c}}. \quad (25)$$

Отметим, что после достижения критики здесь, на втором режиме, для расчета расхода по этой формуле знания коэффициента расхода патрубка не требуется.

Очевидно, при $h > h_c$ ($f > f_c$) получается $F_v > \mu_e F_e$, поэтому запирание в клапане невозможно, и при всех значениях λ_{es} , т. е. отношения p_e/p_c , будем иметь $\lambda_v < 1$. Здесь также

необходимо рассмотреть два режима течения. Первый имеет место до момента достижения максимальной скорости в клапане λ_{cv} , которая получается при $p_e/p_c = \varepsilon = \varepsilon_{ve}$, т. е. при $\lambda_{es} \leq \lambda_{escv} = 1$. Для момента перехода с первого режима на второй имеем $\lambda_{es} = 1$, и из первого и второго соотношений выражения (21) при $q(\lambda_{es} = 1) = 1$, получаем

$$q(\lambda_{vc}) = \mu_e / f. \quad (26)$$

В эксперименте с патрубком дизеля 1Ч 8,5/8 при $h > h_c$ были исследованы значения хода $h = 9$ и 10 мм, для которых $f_9 = 0,6894$ и $\mu_{ex9} = 0,6558$, $f_{10} = 0,7660$ и $\mu_{ex10} = 0,6599$. С помощью (26) находим $\lambda_{vc9} = 0,797$ и $\lambda_{vc10} = 0,656$ (см. таблицу). При расчете методом с использованием аппроксимационной зависимости (18) для формпараметра c в выражении для μ_e (18) в итоге из (26) получаем

$$q(\lambda_{vc}) = \frac{1}{\sqrt{1 + 2 \left(f^2 - \frac{f+1}{3} \sin \beta \right)}}. \quad (27)$$

Подставив значения f_9 и f_{10} в (27), имеем $q(\lambda_{vc})_9 = 0,9308$ и $q(\lambda_{vc})_{10} = 0,8635$, откуда предельные значения скоростей в клапане на этих ходах h будут $\lambda_{vc9} = 0,7600$, $\lambda_{vc10} = 0,6615$. Эти значения близки к полученным при непосредственной обработке эксперимента. Как можно видеть, на этих ходах уже имеется значительное снижение скорости в клапане.

Второй докритический режим на $h > h_c$ ($f > f_c$) реализуется вплоть до запирания в сечении F_e при $p_e/p_c < \varepsilon$, и где теперь $q(\lambda_{es} > 1) < 1$. Здесь, хотя течение и докритическое, уже нельзя использовать допущение о постоянстве коэффициента расхода. Из первого и второго соотношений выражения (21) следует, что при $f = \text{const}$ и $\mu_e = \text{const}$ уменьшение $q(\lambda_{es})$ привело бы к соответствующему уменьшению $q(\lambda_v)$, т. е. снижался бы удельный расход, что нереально. Поэтому по аналогии с режимом запирания в клапане, где фиксировались скорости $\lambda_v = 1$, здесь должны быть зафиксированы полученные при $q(\lambda_{es} = 1) = 1$ значения $q(\lambda_{vc}) = \text{const}$, $\lambda_{vc} = \text{const}$. Тогда на базе первого и второго соотношений выражения (21) вместо (22), полученного при $q(\lambda_v = 1) = 1$, на этом режиме для определения μ_e получается формула

$$\mu_e = f q(\lambda_{vc}) / q(\lambda_{es}). \quad (28)$$

Формула показывает, что при уменьшении $q(\lambda_{es})$ на этом режиме условного «запирания» с $\lambda_{cv} < 1 = \text{const}$ коэффициент μ_e начинает увеличиваться. Это происходит начиная с момента, где $h = h_c$ ($f = f_c$) и где $\lambda_{cv} = 1$. При выполнении расчета с использованием аналитических зависимостей в формулу (28) подставляем значения $q(\lambda_{vc})$, определенные по выражению (27). Если же расчет проводится для конкретной ветки h_i , на которой известно «докритическое» значение μ_{exi} то, подставляя μ_{exi} в (26), и далее в (28) для соответствующих возрастающих значений μ_e на этом режиме получаем

$$\mu_e = \mu_{exi} / q(\lambda_{es}).$$

В этой области докритических режимов, где $F_v > \mu_e F_e$ т. е. $h > h_c$ ($f > f_c$) при $\lambda_{es} < 1$ как и при $F_v \leq \mu_e F_e$ ($f \leq f_c$) расход вычисляем по формулам (5), $G = \mu_e m F_e p_c q(\lambda_{es}) / \sqrt{T_c}$ или $G = \mu_e m F_e p_e y(\lambda_{es}) / \sqrt{T_c}$ из соотношения (20). Если здесь $\lambda_{es} \geq 1$, то вместо (25) по аналогии с критическим запиранием, где $q(\lambda_v = 1) = 1$, используем $G = m F_v p_c q(\lambda_{vc}) / \sqrt{T_c}$.

Как показывает представленный анализ, при различных значениях геометрического f и динамического λ_{es} критериев в выпускном клапанном патрубке реализуются несколько режимов течения. Им соответствуют определенные формулы для расчета расхода выпуска. Очевидно, для организации расчетов газообмена в двигателе нужно использовать и специально построенный алгоритм выбора режимов на базе текущих значений $h(f)$, p_c , T_c , p_e . Все это затрудняет расчеты, и здесь целесообразно использовать двухпараметрические газодинамические характеристики системы (карты) «клапан — патрубок», аналогичные картам компрессоров и турбин, построенные в данном случае в координатах, например $\mu_e = \mu_e(f, \lambda_{es})$ (см. рис. 5). Определяя по карте значение μ_e , можно подставлять его в единую формулу, например (5), которая будет пригодна для определения расхода на любом режиме течения.

Для построения карты $\mu_e = \mu_e(f, \lambda_{es})$ в области докритического течения при $f \leq f_c$ до линии запирания $\lambda_{escv} = \lambda(f)$, где $\lambda_v = 1$, и при $f > f_c$ до вертикали $\lambda_{es} = 1$, где $\lambda_{vc} < 1$, будем иметь горизонтальные линии $\mu_e = \mu_e(f) = \text{const}$. С увеличением $\lambda_{es} > 1$ в этой области ($f > f_c$) сохраняются $\lambda_v = \lambda_{vc} = \text{const}$, и в соответствии с уравнением (28) будет происходить рост μ_e

(см. рис. 5). Остается рассмотреть область надкритического режима при $f \leq f_c$ и $\lambda_{es} > \lambda_{escv}$.

Здесь при уменьшении p_e/p_c по сравнению с $(p_e/p_c)_{cve} = \varepsilon_{ve}$ за клапанной щелью возникает сложная форма сверхзвукового течения с образованием расширяющегося спектра из системы «бочек», на выпуклые границы которых опираются косые центрированные волны разрежения и сжатия [9, 13, 15, 16]. В пределах отдельных «бочек» течение сверхзвуковое, за вероном волн сжатия образуется «дно» очередной «бочки», в котором снова достигается значение приведенной скорости $\lambda = 1$. С переходом к следующей «бочке» поток снова становится сверхзвуковым (рис. 6). По мере отдаления от клапанной щели спектр постепенно размывается, и за счет значительных потерь турбулентного перемешивания на границах поток снова становится дозвуковым. Однако дальнейшее снижение p_e/p_c создает условия для получения вторичного запирания, теперь уже в сечении F_e .

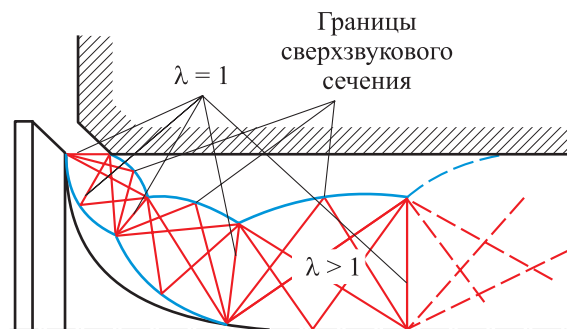


Рис. 6. Газодинамический спектр на выходе из клапана при надкритическом режиме истечения

Отметим, что анализ и расчеты течения при $\lambda_{es} > \lambda_{escv}$, несмотря на сложную структуру затопленной струи с возможным вторичным запиранием, могут быть выполнены с помощью простых соотношений без проведения специальных экспериментальных исследований с конкретными патрубками. Это обусловлено фиксацией значений $q(\lambda_v = 1) = 1$, так как запирание в клапане сохраняется.

Снижение p_e/p_c и соответствующее увеличение приведенной скорости λ_{es} в диапазоне $\lambda_{escv} < \lambda_{es} < 1$ сначала приведет к росту $q(\lambda_{es})$. Здесь на каждом $h(f)$ из первого и второго соотношений выражения (21) следует, что коэффициент μ_e уже не может оставаться постоянным и равным своим докритическим значениям.

Сначала он будет снижаться в соответствии с выражением

$$\mu_e = f/q(\lambda_{es}). \quad (29)$$

Из этой формулы видно, что в момент достижения $q(\lambda_{es}=1)=1$, где $p_e/p_c = \varepsilon$, будет получен минимум $\mu_{e\min} = f$. Соответствующие ходам h значения $\mu_{e\min}$ для патрубка дизеля 1Ч 8,5/8 представлены в таблице. При дальнейшем снижении p_e/p_c скорость λ_{es} становится больше единицы, функция $q(\lambda_{es})$ начинает уменьшаться, и из формулы (29) видно, что μ_e начнет расти. Очевидно, при сохранении режима записания в клапане по этой формуле можно получить значения $q(\lambda_{es}) = f$ и соответствующие λ_{es} , при которых $\mu_e = 1$. По мере дальнейшего уменьшения p_e/p_c и $q(\lambda_{es}) < f$ будут получаться значения $\mu_e > 1$ (см. рис. 5).

При определенном критическом отношении давлений $(p_e/p_c)_{cee} = \varepsilon_{ee}$ произойдет запираание и в сечении F_e , где скорость λ_e тоже становится равной единице. Формула для определения ε_{ee} получается с помощью первого и третьего выражений соотношения (21):

$$\begin{aligned} \left(\frac{p_e}{p_c}\right)_{cee} &= \varepsilon_{ee} = \frac{fq(\lambda_v=1)}{y(\lambda_e=1)} = \\ &= \frac{fq(\lambda_v=1) \cdot \pi(\lambda_e=1)}{q(\lambda_e=1)} = f\varepsilon. \end{aligned} \quad (30)$$

Приведенные скорости λ_{escei} для каждого h_i или f_i при этом определяются с помощью (14), что позволяет построить линию вторичного записания $\lambda_{esce} = \lambda(h)$ или $\lambda_{esce} = \lambda(f)$ (см. рис. 5). Коэффициенты расхода μ_{ece} определяются с помощью уравнения (29). Правее полученной линии записания в F_e отмечается еще более резкий рост μ_e , поскольку значения функции $q(\lambda_{es})$ продолжают уменьшаться с дальнейшим ростом λ_{es} (см. рис. 5). Основание этой линии при $h = 0$ соответствует скорости истечения в вакуум $(p_e/p_c = 0)$, где $\lambda_{esce} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} = 2,4495$ [8, 13].

Запираание на втором докритическом режиме при $h > h_c$ ($f > f_c$) и $q(\lambda_{es} > 1)$ происходит в условиях $\lambda_v = \lambda_{vc} < 1 = \text{const}$, и вместо (30) здесь имеем

$$\left(\frac{p_e}{p_c}\right)_{cee} = \varepsilon_{ee} = \frac{fq(\lambda_{vc})}{y(\lambda_e=1)} = f\varepsilon q(\lambda_{vc}). \quad (31)$$

Для подстановки в (31) $q(\lambda_{vc})$ определяется по формуле (26) где μ_e берется из докритического эксперимента на рассматриваемой ветке h_i (f_i) или находится с помощью формул (11), (16). Тогда на соответствующих ветках карты имеем

$$\left(\frac{p_e}{p_c}\right)_{cee} = \varepsilon_{ee} = \mu_e \varepsilon.$$

Для построения отрезка линии запираания $\lambda_{esce} = \lambda(h)$ или $\lambda_{esce} = \lambda(f)$ на этом участке скорости λ_{escei} , очевидно, определяются с помощью (14), для расчета μ_{ece} вместо (29) используется (28).

Таким образом, на всех ходах открытия клапана и режимах течения, включая надкритические, построить карты можно с помощью расчетов. Так для построения универсальной карты типа $\mu_e = \mu_e(f, \lambda_{es})$ требуется только определить степень расширения патрубка A , измерив D_v и F_e и выполнив расчеты μ_e по формуле (11). Такая карта будет едина для любых патрубков, имеющих одинаковые значения расширения A .

Для конкретных патрубков можно построить более точные карты. Так, дискретная карта строится на базе экспериментальных μ_{exi} , соответствующих определенным h_i (f_i), и полученных продувками на одном докритическом режиме при малых Δp . А карта, построенная на базе комплексного геометрического критерия $[f, c(f)]$, где зависимость $c(f)$ получена аппроксимацией массива значений c_i (17) и c_0 для всех μ_{exi} , позволяет получить значения μ_e для любых текущих h или f .

При моделировании рабочего процесса с газообменом, когда патрубок с клапаном рассматриваются как граничное условие между цилиндром и коллектором, можно вычислять текущий расход G с помощью предложенных аналитических зависимостей с выбором соответствующих режимов течения.

Заключение

Рассмотрены проблемы расчета выпуска из цилиндра двигателя через систему «клапан — клапанный патрубок» на всех режимах течения. Показана необходимость определения параметров выпуска именно в сечении выхода из патрубка, а также уточнения момента запираания потока в клапане и на выходе из патрубка.

На основе представления об аналогии с внезапным расширением проходного сечения условного канала получены аналитические соотношения для определения коэффициента расхода клапанной системы. Результаты расчетов с помощью этих соотношений хорошо согласуются с результатами продувок клапанной системы реального двигателя. Для упрощения расчетов расхода и наглядного представления режимов течения

в системе с использованием критериев теории подобия и газодинамических функций разработана методика построения двухпараметрических газодинамических карт клапанной системы, аналогичных картам компрессоров и турбин. При этом расчет расхода может быть рассчитан по единой формуле на всех режимах с подстановкой значений коэффициентов расхода, представленных картами.

Литература

- [1] Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др. *Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1983, 327 с.
- [2] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill, 1988.
- [3] Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. и др. *Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов*. Москва, Высш. шк., 2005, 479 с.
- [4] Дьяченко В.Г. *Теория двигателей внутреннего сгорания*. Харьков, ХНАДУ, 2009, 500 с.
- [5] Гришин Ю.А., Зенкин В.А., Хмелев Р.Н. Граничные условия для численного расчета газообмена в поршневых двигателях. *Инженерно-физический журнал*, 2017, т. 90, № 4, с. 1–6.
- [6] Чугаев Р.Р. *Гидравлика*. Ленинград, Энергоиздат, Ленингр. отд., 1982, 672 с.
- [7] Идельчик И.Е. *Гидравлические сопротивления (Физико-механические основы)*. Москва, Ленинград, Госэнергоиздат, 1954, 316 с.
- [8] Абрамович Г.Н. *Прикладная газовая динамика. В 2 ч. Ч. 1. Учеб. руководство*. Москва, Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1991, 600 с.
- [9] Дейч М.Е. *Техническая газодинамика*. Москва, Энергия, 1974, 592 с.
- [10] Winroth P.M., Ford C.L., Alfredsson P.H. On discharge from poppet valves: effects of pressure and system dynamics. *Experiments in Fluids*, 2018, vol. 59. <https://doi.org/10.1007/s00348-017-2478-8>
- [11] Черный Г.Г. *Газовая динамика*. Москва, Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988, 424 с.
- [12] Стернин Л.Е. *Основы газовой динамики*. Москва, Изд-во МАИ, 1995, 336 с.
- [13] Жирицкий Г.С., Локай В.И., Максимова М.К. и др. *Газовые турбины двигателей летательных аппаратов*. Москва, Машиностроение, 1971, 620 с.
- [14] Орлин А.С., Круглов М.Г. *Комбинированные двухтактные двигатели*. Москва, Машиностроение, 1968, 576 с.
- [15] Гришин Ю.А. *Газодинамическое совершенствование проточной части двигателей внутреннего сгорания*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000, 435 с.
- [16] Манджгаладзе А.А. *Исследование течения в системе «цилиндр – клапан – выпускной канал» ДВС*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1981, 150 с.
- [17] Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. *Теория и расчет авиационных лопаточных машин*. Москва, Машиностроение, 1986, 432 с.
- [18] Балашов А.А., Брякотин М.Э. Критическое течение газов через выпускной клапан в период свободного выпуска 4-тактных дизелей. *Ползуновский вестник*, 2015, № 3, с. 62–66.
- [19] Decker J. *Critical and steady-flow analysis of a high performance automotive exhaust port*. Florida, University of Miami, 2013, 147 p.
- [20] Mittal V., Kang S., Doran E., Cook D., Pitsch H. LES of Gas Exchange in IC Engines. *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles*, 2014, vol. 69, no. 1, pp. 29–40. <https://doi.org/10.2516/ogst/2013122>
- [21] Semlitsch B., Wang Y., Mihrescu M. Flow effects due to valve and piston motion in an internal combustion engine exhaust port. *Energy Conversion and Management*, 2015, vol. 96, pp. 18–30.
- [22] Wang Y., Semlitsch B., Mihaescu M., Fuchs L. Flow induced energy losses in the exhaust port of an internal combustion engine. *J. Fluids Eng.*, 2015, vol. 137, art. 011105.
- [23] Кулешов А.С. *Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 235 с.
- [24] Кулешов А.С., Гордин М.В., Марков В.А., Барченко Ф.Б. и др. Расчетное исследование рабочего процесса двухтопливного водородного двигателя. *Двигателестроение*, 2022, № 3, с. 70–96. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3/70-96>

- [25] Седач В.С. *Газовая динамика выпускных систем поршневых машин*. Харьков, Вища школа, Изд-во ХГУ, 1974, 172 с.
- [26] Вихерт М.М., Грудский Ю.Г. *Конструирование впускных систем быстроходных дизелей*. Москва, Машиностроение, 1982, 151 с.

References

- [1] Vyubov D.N., Ivashchenko N.A., Ivin V.I. et al. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Teoriya porshnevykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal combustion engines: theory of piston and combined engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983, 327 p. (In Russ.).
- [2] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill, 1988.
- [3] Lukanin V.N., Morozov K.A., Khachiyan A.S. et al. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. V 3 kn. Kn. 1. Teoriya rabochikh protsessov* [Internal Combustion Engines. In 3 books. Book 1. Theory of Working Processes]. Moscow, Vyssh. shk. Publ., 2005, 479 p. (In Russ.).
- [4] D'yachenko V.G. *Teoriya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Theory of Internal Combustion Engines]. Kharkov, KhNADU Publ., 2009, 500 p. (In Russ.).
- [5] Grishin Yu.A., Zenkin V.A., Khmelev R.N. Boundary conditions for numerical calculation of gas exchange in piston engines. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2017, vol. 90, no. 4. <https://doi.org/10.1007/s10891-017-1644-4>
- [6] Chugaev R.R. *Gidravlika* [Hydraulics]. Leningrad, Energoizdat, Leningr. otd. Publ., 1982, 672 p. (In Russ.).
- [7] Idel'chik I.E. *Gidravlicheskie soprotivleniya (Fiziko-mekhanicheskie osnovy)* [Hydraulic resistances (Physicomechanical foundations)]. Moscow, Leningrad, Gosenergoizdat Publ., 1954, 316 p. (In Russ.).
- [8] Abramovich G.N. *Prikladnaya gazovaya dinamika. V 2 ch. Ch. 1. Ucheb. rukovodstvo* [Applied gas dynamics. In 2 parts. Part 1. Textbook]. Moscow, Nauka, Gl. red. fiz.-mat. lit. Publ., 1991, 600 p. (In Russ.).
- [9] Deych M.E. *Tekhnicheskaya gazodinamika* [Technical gas dynamics]. Moscow, Energiya Publ., 1974, 592 p. (In Russ.).
- [10] Winroth P.M., Ford C.L., Alfredsson P.H. On discharge from poppet valves: effects of pressure and system dynamics. *Experiments in Fluids*, 2018, vol. 59. <https://doi.org/10.1007/s00348-017-2478-8>
- [11] Chernyy G.G. *Gazovaya dinamika* [Gas dynamics]. Moscow, Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit. Publ., 1988, 424 p. (In Russ.).
- [12] Sternin L.E. *Osnovy gazovoy dinamiki* [Fundamentals of gas dynamics]. Moscow, MAI Publ., 1995, 336 p. (In Russ.).
- [13] Zhiritskiy G.S., Lokay V.I., Maksutova M.K. et al. *Gazovye turbiny dvigateley letatel'nykh apparatov* [Gas turbines of aircraft engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971, 620 p. (In Russ.).
- [14] Orlin A.S., Kruglov M.G. *Kombinirovannye dvukhtaktnye dvigateli* [Combined two-stroke engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968, 576 p. (In Russ.).
- [15] Grishin Yu.A. *Gazodinamicheskoe sovershenstvovanie protochnoy chasti dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Gas-dynamic improvement of the flow path of internal combustion engines]. Diss. Dr. Sci. Moscow, BMSTU, 2000, 435 p. (In Russ.).
- [16] Mandzhgaladze A.A. *Issledovanie techeniya v sisteme «tsilindr – klapán – vypusknay kanal» DVS* [Investigation of the flow in the system “cylinder – valve – exhaust channel” of the internal combustion engine]. Diss. Ph. D. Moscow, BMSTU, 1981, 150 p. (In Russ.).
- [17] Kholshchevnikov K.V., Emin O.N., Mitrokhin V.T. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Theory and calculation of aircraft blade machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986, 432 p. (In Russ.).
- [18] Balashov A.A., Bryakotin M.E. Kriticheskoe techenie gazov cherez vypusknay klapán v period svobodnogo vypuska 4-taktnykh dizeley. *Polzunovskiy vestnik*, 2015, no. 3, pp. 62–66. (In Russ.).
- [19] Decker J. *Critical and steady-flow analysis of a high performance automotive exhaust port*. Florida, University of Miami, 2013, 147 p.
- [20] Mittal V., Kang S., Doran E., Cook D., Pitsch H. LES of Gas Exchange in IC Engines. *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles*, 2014, vol. 69, no. 1, pp. 29–40. <https://doi.org/10.2516/ogst/2013122>
- [21] Semlitsch B., Wang Y., Mihgescu M. Flow effects due to valve and piston motion in an internal combustion engine exhausts port. *Energy Conversion and Management*, 2015, vol. 96, pp. 18–30.
- [22] Wang Y., Semlitsch B., Mihaescu M., Fuchs L. Flow induced energy losses in the exhaust port of an internal combustion engine. *J. Fluids Eng.*, 2015, vol. 137, art. 011105.
- [23] Kuleshov A.S. *Razvitie metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS* [Development of calculation methods and optimization of internal combustion engine operating processes]. Diss. Dr. Sci. Moscow, BMSTU, 2011, 235 p. (In Russ.).

- [24] Kuleshov A.S., Gordin M.V., Markov V.A., Barchenko F.B. et al. Computational study of the working process of a dual-fuel hydrogen engine. *Engines construction*, 2022, no. 3, pp. 70–96. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3/70-96>
- [25] Sedach V.S. *Gazovaya dinamika vypusknykh sistem porshnevnykh ma-shin* [Gas dynamics of exhaust systems of piston machines]. Kharkov, Vishcha shkola, KhGU Publ., 1974, 172 p. (In Russ.).
- [26] Vikhert M.M., Grudskiy Yu.G. *Konstruirovaniye vpusknykh sistem bystrokhodnykh dizeley* [Design of intake systems of high-speed diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982, 151 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 24.11.2024

Сведения об авторах

Гришин Юрий Аркадьевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия.

E-mail: grishin.bmstu@mail.ru

Барченко Филипп Борисович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия.

E-mail: barchenco@mail.ru

Information about the authors

Grishin Yuri Arkadievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia. E-mail: grishin.bmstu@mail.ru

Barchenko Filipp Borisovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia.

E-mail: barchenco@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Гришин Ю.А., Барченко Ф.Б. Исследование течения газа в выпускном патрубке поршневого двигателя. *Двигателестроение*, 2024, № 4 (298), с. 3–19.

Citation:

Grishin Yu.A., Barchenko F.B. Studying gas flow processes in the piston engine exhaust valve pipe. *Engines Construction*, 2024, no. 4 (298), pp. 3–19. (In Russ.).