Ф. 1302147

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ С С С Р

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи

ВАСИЛЬЕВ Лев Анатольевич

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА И ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ ГАЗА В ВЫПУСКНЫХ КАНАЛАХ ДВС

(05.04.02 – тепловые двигатели)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 1976

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ С С С Р

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи

ВАСИЛЬЕВ Лев Анатольевич

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА И ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ ГАЗА В ВЫПУСКНЫХ КАНАЛАХ ДВС

(05.04.02 - тепловые двигатели)

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1302147
Васильев Л.А. Исследование

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1976

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель
кандидат технических наук, доцент Ивин В.И.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Володин А.И.,
кандидат технических наук, доцент Морозов К.А.
Ведущее предприятие - Брянский машиностроительный завод.

Защита состоится " " _____ 1976 г. в
" " часов на заседании Специализированного Совета К-33/5 "Тепловые машины и теоретические основы теплотехники" Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища имени Н.Э.Баумана по адресу: Москва, I07005, Лефортовская набережная , д.I, корпус "Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ имени Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан " " _____ 1976 г.

Ваши отзывы в 2-х экз., заверенные печатью, просьба выслать по адресу: Москва, I07005, 2-я Бауманская улица, дом 5, МВТУ, ученому секретарю Совета К-33/5.

Ученый секретарь
Специализированного Совета
К-33/5
к.т.н., доцент Манушин Э.А.

Л-I0I873 от 4/XI-76. Тип.МВТУ. Зак. 1930 Тир.I00.

МВТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Повышение удельной мощности и экономичности комбинированных двигателей внутреннего сгорания продолжает оставаться важнейшей задачей современного двигателестроения, определенной в "Основных направлениях развития народного хозяйства СССР на 1976-1980 годы". Одним из перспективных средств улучшения этих показателей является использование газодинамических процессов в газовоздушном тракте и совершенствование аэродинамики каналов, оказывающих существенное влияние на качество газообмена и на величину располагаемой энергии выпускных газов. Для этих целей с успехом применяется математическое моделирование процессов газообмена на ЭЦВМ. Численные методы решения дифференциальных уравнений одномерного неустановившегося движения газа в выпускном трубопроводе обеспечивают достаточную точность, однако общая точность расчета процессов в выпускном тракте не всегда удовлетворяет исследователей. Известные погрешности в расчеты вносят методы определения граничных условий на концах трубопровода, в разветвлениях и особенно у цилиндра, на входе в выпускной трубопровод. Основная доля потерь энергии выпускных газов приходится именно на этот участок газовоздушного тракта, но конструктивные особенности выпускного канала в настоящее время учитываются в расчетах грубо приближенно или вообще не учитываются вследствие сложности структуры потока и взаимного влияния элементов, составляющих выпускной тракт.

Конструкция выпускного канала должна обеспечивать минимальные потери энергии, однако рекомендации по профилированию каналов носят, в основном, частный характер, что связано с определенными пробелами в исследовании структуры потока в каналах двигателей внутреннего сгорания и причин образования потерь энергии в стационарном и нестационарном потоках газа.

Цель исследования. В работе выполнено исследование процессов перетекания газов из цилиндра комбинированного ДВС в турбину и структуры потока газа в выпускном канале с целью снижения потерь энергии и повышения К.П.Д. двигателя путем рационального профилирования канала.

Методы исследования. Расчетное исследование процессов выпуска и движения потока газа в выпускном трубопроводе выполнено на ЭЦВМ М-222 численным решением дифференциальных уравнений одномерного неустановившегося потока методом сеток. В экспериментальном исследовании применялись методы физического моделирования на статической и динамической одноцикловой моделях двигателя ДКРН 74/150 и статической модели с натурной крышкой цилиндра двигателя типа ЧН 26/26.

Научная новизна. Разработан метод расчета параметров нестационарного потока газа в выпускном трубопроводе с учетом конструктивных особенностей выпускного канала с клапаном, который позволяет выполнить количественный анализ влияния потерь в выпускном канале на располагаемую энергию газов перед турбиной.

Исследованы структура потока в выпускном канале в стационарных и нестационарных условиях и влияние нестационарности на интегральные характеристики канала.

Практическая ценность. Даны рекомендации для профилирования выпускных каналов с учетом влияния неустановившегося движения газа на структуру потока. Показано, что для получения максимальной энергии выпускного импульса целесообразно выпускной канал профилировать при средних подъемах клапана. Выполнено профилирование выпускного канала за клапанной щелью двигателя Д-49, что позволило увеличить расход газа на 10-20% и повысить К.П.Д. двигателя на 2% при снижении температуры выпускных газов на 15^0С.

Апробация работы. Диссертационная работа заслушена на заседании кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им.Баумана в 1973 году. Основные разделы работы доложены на научно-технической конференции по итогам НИР кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им.Баумана в 1972 году, на всесоюзной научно-технической конференции в 1973 г., на 13 и 14 научно-технических конференциях Хабаровского политехнического института в 1974 г. и 1975 г., на семинаре кафедры "Газотурбинные двигатели" МВТУ им.Баумана в 1975 году.

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в трех статьях во всесоюзных журналах, в двух научно-технических отчетах кафедры "Комбинированные двигатели

внутреннего сгорания" МВТУ им.Баумана.

Объем работы. Диссертационная работа изложена на 110 страницах машинописного текста и состоит из введения, четырех глав, выводов, содержит три таблицы и 55 рисунков. В библиографии указаны 162 наименования литературных источников.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе анализируются существующие методы расчета параметров газа у цилиндра на входе в выпускной трубопровод двигателей внутреннего сгорания.

Исследования движения газа в выпускных трубопроводах и процессов газообмена, определение располагаемой энергии газов перед турбиной связаны с поисками методов решения уравнений одномерного неустановившегося потока газа. В работах А.С.Орлина, М.Г.Круглова, E.Jenny, R.Benson и других показано, что для решения уравнений неустановившегося потока газа могут применяться квазистационарный метод и численные методы, например, метод характеристик, метод конечных разностей, в зависимости от размеров трубопровода и параметров работы двигателей.

Однако методы определения граничных условий, особенно на входе в выпускной трубопровод, разработаны недостаточно. Это объясняется чрезвычайно сложной физической картиной течения газов в выпускных каналах с клапаном, имеющей трехмерный характер и сильно выраженную нестационарность. Параметры газа на входе в выпускной трубопровод, как правило, определяются в расчетах в одномерной постановке квазистационарным методом. Клапанная щель и выпускной канал за ней разбиваются на два участка сечением с минимальной площадью. Потери энергии в клапанной щели учитываются коэффициентом расхода, а в канале за клапанной щелью определяются из уравнения импульсов, либо давлением на этом участке принимается неизменным и равным давлению в выпускном трубопроводе. В этих расчетных моделях учитываются потери, связанные с геометрией клапанной щели и грубо приближенно, потери из-за резкого изменения площади сечения канала. Другие виды потерь, связанные с конструктивными особенностями выпускного канала, в частности с наличием поворота канала, изменением площади сечения по длине, размерами бобышки и стержня

клапана, не учитываются.

Коэффициенты расхода и потерь определяются при помощи статических продувок, но до настоящего времени не выяснено влияние нестационарности на эти коэффициенты и структуру потока в выпускном канале. Приведенные в работах численные значения опытных коэффициентов существенно различаются даже для двигателей подобных типов, что связано с недостаточно обоснованным выбором расположения мерного сечения. Отсутствие рекомендаций о расположении мерного сечения затрудняет обобщение результатов исследований различных авторов и сравнение выпускных каналов с точки зрения их аэродинамического совершенства.

В диссертации поставлены следующие основные задачи:

I. Разработать метод расчета параметров газа в выпускном трубопроводе с учетом конструктивных особенностей выпускного канала.

2. Экспериментально исследовать структуру и потери энергии газа в стационарном и нестационарном потоках в выпускном канале.

3. Предложить рекомендации для профилирования выпускных каналов, имеющих клапан, с учетом структуры нестационарного потока.

Во второй главе изложен метод численного решения системы дифференциальных уравнений, описывающих процессы газообмена и движения газа в выпускном трубопроводе двухтактных двигателей с клапанно-щелевой схемой газообмена.

При математическом моделировании процессов газообмена расчетная модель представляется как совокупность систем уравнений для отдельных участков газовоздушного тракта двигателя, стыкуемых граничными условиями. Расчетную модель двухтактного двигателя с индивидуальным выпускным трубопроводом, можно представить состоящей из следующих участков: впускной ресивер, цилиндр, выпускной канал, выпускной трубопровод, турбина. Уравнения записаны для выпускного трубопровода с постоянным сечением, которые встречаются у большинства современных двигателей. Учитывая, что основные потери энергии происходят на начальном участке выпускного тракта, в выпускном канале, трением и теплоотдачей газа в стенки трубопровода с тепловой изоля-

цией можно пренебречь. Неустановившийся одномерный поток газа в трубе постоянного сечения без учета трения и теплообмена описывается уравнениями неразрывности и движения:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + w\frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho\frac{\partial w}{\partial x} = 0; & 1 \\ \frac{\partial w}{\partial t} + w\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} = 0. & 2 \end{cases}$$

Принимается идеальный газ, изменение состояния которого происходит адиабатно $P/\rho^{\kappa} = const$. Численное решение этой системы выполнено методом сеток Куранта, Изаксона, Риса. Вдоль характеристик, определяемых соотношением $dX/dZ = W + A$, выполняется равенство:

$$A + \frac{K-1}{2} W = \beta^{n} = const. \qquad 3$$

Вдоль характеристик, определяемых соотношением $dX/dZ = W - A$, выполняется равенство:

$$A - \frac{K-1}{2} W = \beta^{\lambda} = const, \qquad 4$$

где $X = \frac{x}{\mathcal{L}_p}$ – безразмерная длина; $Z = \frac{a_0 t}{\mathcal{L}_p}$ –безразмерное время; $W = \frac{w}{a_0}$, $A = \frac{a}{a_0}$ – соответственно безразмерные скорости потока и звука; a_0 – скорость звука при нормальных атмосферных условиях.

Уравнения граничных условий во входном сечении выпускного трубопровода учитывают геометрию выпускных клапанов и выпускного канала. В систему уравнений граничных условий входят уравнения истечения газа из цилиндра и уравнения возмущений, распространяющихся в выпускной трубопроводе против течения. Истечение газа из цилиндра рассчитывается квазистационарным методом по уравнения.. одномерного потока. Отличие расчетной схемы от реального потока учитываются интегральными характеристиками выпускного канала: коэффициентами скорости $\varphi_к$, расхода $\mu_к$ и восстановления полного давления $\sigma_к$.

Расчет с использованием интегральных характеристик позволяет по известным параметрам газа в цилиндре определить скорость, давление, расход и другие характеристики потока на входе в выпускной трубопровод, не разбивая выпускной канал на участки. В связи с этим, данный метод имеет существенные преимущества по сравнению с существующими. Он позволяет учесть при расчете конструкцию выпуск-

ного канала и провести анализ влияния гидравлических сопротивлений на величину располагаемой энергии газа. Экспериментальные коэффициенты, используемые в расчете, могут быть найдены с большой точностью, так как для их определения измерение давления и скорости потока производится в сечении выпускного канала с достаточно равномерным распределением параметров. В надкритической области свободного выпуска скорость и расход газа в граничном сечении определяются с использованием газодинамических функций из выражений:

$$W_{гр} = A_{кр}\lambda_{гр}, \qquad \pi(\lambda_{гр}) = \frac{P_{гр}}{\sigma_к P}; \qquad 5$$

$$G_в = \left[\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{kg}{RT}\right]^{\frac{1}{2}} F_{гр}\sigma_к P q(\lambda_{гр}). \qquad 6$$

При подкритическом истечении скорость газа и расход определяются из выражений:

$$W_{гр} = \vartheta_к A_{кр}\lambda_{гр_t}, \qquad \pi(\lambda_{гр_t}) = \frac{P_{гр}}{P}; \qquad 7$$

$$G_в = \left[\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{kg}{RT}\right]^{\frac{1}{2}} \mu_к F_{гр} P q(\lambda_{гр_t}), \qquad 8$$

где: без индекса – параметры в цилиндре; гр – параметры на входе в выпускной трубопровод; t – при изоэнтропическом расширении; $A_{кр} = a_{кр}/a_0$ – безразмерная критическая скорость звука.

Изменение давления и температуры газа в цилиндре определяется из уравнения первого закона термодинамики для открытой системы:

$$dU = i_{вп}dG_{вп} - i_в dG_в - AdL + dQ \qquad 9$$

и уравнения сохранения массы.

Совместное решение уравнений (4) и (5) в надкритической области и уравнений (4) и (7) в подкритической области истечения проводится на ЭЦВМ М-222. Программа написана на языке Алгол-60.

<u>В третьей главе</u> рассматривается методика экспериментального исследования. Исследование выполнено на физической модели двухтактного двигателя с клапанно-щелевой схемой газообмена типа ДКРН 74/160.

Применение моделей обусловлено значительно большими возможностями в исследовании структуры потока с точки зрения возможностей препарирования канала и установки датчи-

ков приборов, так и с точки зрения повышения точности измерений в потоке относительно холодного газа. Эксперименты проведены с прямым выпускным трубопроводом круглого сечения, присоединенного к каналу в крышке цилиндра, и без него, что позволяет исследовать основные наиболее характерные особенности течения и распространить результаты исследования на выпускные системы широкого круга двигателей.

Для оценки аэродинамических качеств канала использовались интегральные характеристики: коэффициент расхода канала $\mu_к$, коэффициент скорости $\varphi_к = w_к / w_{к_t}$, коэффициент потерь энергии в канале $\zeta_к = 1 - \varphi_к^2$, коэффициент восстановления полного давления $\sigma_к = P_к^* / P$ и коэффициент расхода клапана $\mu_в$.

Осреднение замеренных величин давления, скорости и т.п. проводилось энтропийным методом. В этом случае в осредненном и действительном потоках соблюдается равенство расхода газа, потока полной энтальпии и потока энтропии. Описание неравномерного потока газа этими характеристиками позволяет правильно определить по осредненным параметрам величину необратимых потерь на участке между двумя сечениями канала и расход газа.

Для сравнения выпускных каналов различных типов двигателей с точки зрения их аэродинамического совершенства и обобщения результатов исследований необходимо обоснованно выбрать положение мерного сечения. В случаях, когда требуется определить величину потерь энергии и уменьшение работоспособности газа при истечении из цилиндра, целесообразно определять положение мерного сечения не по изменению статического давления по длине канала, а по изменению энтропии, так как приращение энтропии характеризует потери работоспособности:

$$\Delta S = AR \ln\left(\frac{P_i^*}{P_{i-1}^*}\right) .$$

Исследование полей скоростей в стационарном потоке проводилось в пяти сечениях канала с координатами $\bar{x} = x/d_г = 0{,}2;$ $1{,}0;2{,}7;5{,}7;11{,}5$ от входа в клапанную щель. Статическое давление измерялось в семи точках по образующей тарелки клапана и на стенке по длине выпускного тракта в сечениях с координатами $\bar{x}$ =2,7; 3,5; 5,7; 11,5; 25

где $d_г$ - диаметр горловины выпускного канала.

В цилиндре на достаточном расстоянии от входа в клапанную щель замерялись давление и температура заторможенного потока.

В исследованиях нестационарного потока замерялись давление в цилиндре датчиком ТДДМ, поле скоростей датчиками ДМИ в 24 точках в сечении, расположенном на расстоянии $\bar{x}=5,7$ от входа в клапанную щель. Статическое давление измерялось в этом сечении на стенке канала в шести точках, равномерно расположенных по периметру. Параметры работы статической и динамической моделей определялись с применением законов теории подобия.

Измерение скоростей выполнялось трубками Пито с внутренним диаметром I мм. При исследовании стационарного потока не возникает вопроса о динамических погрешностях приемников давления. В исследовании неустановившегося течения размеры трубок Пито – длина и минимально допустимый диаметр – определяются требуемой точностью измерений. Для оценки динамических качеств измерительных систем с трубками Пито, они тарировались на ударной трубе. Разработанная методика тарирования позволяет построить амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики измерительной системы, а по ним оценить точность измерения. Датчик давления ДМИ, оборудованный трубкой Пито длиной 56 мм и внутренним диаметром I мм, имеет собственную частоту колебаний не ниже 800 гц. Суммарная погрешность в определении скорости нестационарного потока в мерном сечении не превышает 3%.

<u>В четвертой главе</u> приведены результаты экспериментального и теоретического исследований.

Принимая во внимание структуру потока в выпускном канале, полученную на основании статических продувок, можно выделить два режима течения.

Первый режим наблюдается при подъемах клапана $\bar{h}=h_{кл}/d_г$ $<0,I2$ и характеризуется "струйным" течением в канале за клапанной щелью. Распределение скоростей и давления в горловине канала отличается существенной неравномерностью. По всему периметру клапанной щели поток отрывается от стенок канала. Вследствие поворота выпускного канала, вихревая зона за поворотом занимает значительную область канала, простираясь на расстоянии более $\bar{x}=5,7$.

Для второго режима течения, при подъемах клапана $\bar{h} > 0{,}15$ характерно заполнение потоком большей части сечения канала за клапанной щелью. Область канала, занятая вихревой зоной, значительно сокращается. Сопоставление полей скоростей в сечениях по длине выпускного тракта позволило установить наличие спирального вихря.

Изменение аэродинамических коэффициентов выпускного канала в зависимости от положения клапана согласуется, в известной мере, с размерами области канала, занятой вихревой зоной. Существенное сокращение вихревой зоны на первом режиме течения с ростом подъема клапана вызывает почти линейное увеличение коэффициентов скорости $\varphi_к$ и расхода $\mu_к$. На втором режиме течения область канала, занятая вихревой зоной, изменяется незначительно. В соответствии с этим наблюдается незначительное изменение коэффициентов $\varphi_к$ и $\mu_к$.

Аэродинамические коэффициенты практически не зависят от режима течения в диапазоне чисел Маха $M=0{,}2 \div 1{,}0$ и чисел Рейнольдса $Re = 2.10^5 \div 6.10^5$, что объясняется наличием вихревых зон, размеры которых, так же как и структура потока, мало зависят от режима течения.

В потоке газа в выпускном тракте наблюдаются три основных вида потерь энергии: потери, связанные с отрывом потока, выравниванием поля скоростей и потери, связанные с трением газа. Приращение энтропии, рассчитанное по осредненным полным давлениям в различных сечениях выпускного тракта, быстро возрастает на начальном участке выпускного канала, где преобладают потери, связанные с отрывом потока. При подъемах клапана $\bar{h} < 0{,}12$ изменение энтропии на участке канала длиной $\bar{x}=4$ составляет 90% суммарного приращения энтропии на всей длине выпускного тракта длиной $\bar{y}=25$. При подъемах клапана $\bar{h} > 0{,}15$ преобладают потери, связанные с поворотом канала и выравниванием поля скоростей, которые происходят главным образом на участке $\bar{x}=4 \div 10$. Потери на конечном прямом участке выпускного тракта длиной $\bar{x}=15$, основная доля которых приходится на трение, составляют небольшую часть суммарных потерь – до 10%. Изменение энтропии по длине выпускного тракта позволяет выбрать положение мерного сечения при определении интегральных характеристик выпускного канала. Это сечение должно быть расположено не ближе

$\bar{x}=6$, приращение энтропии в этом случае составляет не менее 80% от суммарного приращения на всей длине выпускного тракта, состоящего из выпускного канала с прямым трубопроводом постоянного сечения.

Анализ поле скоростей в канале, полученных в стационарном и нестационарном потоках, показывает, что структура потоков существенно отличается. Наибольшее различие наблюдается при ускорении или замедлении потока. При ускорении эпюра скоростей становится более полной по сравнению со стационарным потоком. При малых подъемах клапана до $\bar{h} < 0{,}06$ не происходит отрыва потока от стенок канала. При замедлении потока увеличивается неравномерность поля скоростей по сечению канала, скорость потока уменьшается в направлении от внешней стенки канала к внутренней. В отличие от стационарного потока в нестационарном закрутка потока по длине канала наблюдается не при всех положениях клапана.

Различие в структуре стационарного и нестационарного потоков в значительной мере определяет различие значений аэродинамических коэффициентов. Значения коэффициентов скорости и расхода в нестационарном потоке при ускорении превышают соответствующие коэффициенты стационарного потока при одинаковых положениях клапане, что указывает на уменьшение потерь. При замедлении потока эти коэффициенты меньше, что указывает на увеличение потерь энергии.

Располагаемая энергия газов на входе в выпускной трубопровод за период газообмена

$$E = \int_{t_1}^{t_2} L^{*}_{ад}\, dG_t ,$$

где

$$L^{*}_{ад} = \frac{\kappa}{\kappa-1} gRT\left[1-\left(\frac{P_0}{P_{гр}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \bar{\pi}\left(\varphi_к \lambda_{гр_t}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right],$$

рассчитанная с использованием аэродинамических коэффициентов, полученных в стационарном потоке, на 23% меньше, чем при использовании коэффициентов, полученных в нестационарном потоке. Особенно большое различие получается для периода свободного выпуска - оно достигает 40%. Стационарные коэффициенты можно применять в расчетах за исключением периода свободного выпуска.

Сравнение результатов расчета по предлагаемой методике с экспериментальными данными, полученными на модели двухтактного двигателя с прямым выпускным трубопроводом длиной $l_p = 20 d_r$, показало хорошее совпадение параметров. Различие в определении давления на входе в выпускной трубопровод не превышает 5%, а скорости - 10%.

Результаты исследования структуры стационарного и нестационарного потоков использовались в разработке методики профилирования каналов. Аэродинамические характеристики выпускного канала могут быть существенно улучшены путем рационального профилирования за счет уменьшения вихревых зон. Большое влияние на аэродинамические характеристики оказывает закон изменения площади проходных сечений по длине канала на конфузорном и диффузорном участках. В период малых подъемов клапана $\bar{h} < 0{,}1$ преимущественное значение имеет также конструктивное выполнение самой клапанной щели.

Профилирование выпускного канала двигателя типа ЧН 26/26 изменением геометрии клапанной щели позволило увеличить площади минимального проходного сечения без изменения диаметра клапана на 10÷20%. Угол раскрытия эквивалентного диффузора за минимальным сечением клапанной щели уменьшился на 30÷35% и коэффициент потерь снизился на 6%. Расход газа увеличился на 10÷20% в зависимости от положения клапана. Изменение площади проходных сечений по длине канала построено графо-аналитическим методом.

Расчетным исследованием установлено, что снижение коэффициента потерь энергии в выпускном канале на 10%, приводит к увеличению располагаемой энергии газов на входе в выпускной трубопровод за период газообмена на 30%. Профилирование каналов следует проводить при средних подъемах клапана $0{,}06 < \bar{h} < 0{,}2$, так как большая доля энергии, до 40%, уносимая газами из цилиндра, приходится именно на средние подъемы клапана.

Результаты расчетов параметров газа в выпускном трубопроводе при различных положениях граничного сечения позволяет сделать вывод, что в математическом моделировании процесса движения газа в трубопроводе длину учет-

ка выпускного тракта, на которой справедливы уравнения одномерного нестационарного потока, следует принимать равной длине выпускного трубопровода от граничного сечения до турбины. За граничное сечение целесообразно принимать мерное сечение, расположенное не ближе $6d_г$ от входа в клапанную щель.

ВЫВОДЫ

1. Разработанный метод расчета параметров нестационарного потока газа в выпускном трубопроводе позволяет учитывать геометрические характеристики выпускного канала. Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными показывает хорошее согласование параметров. Различие в значениях давления не превышает 5%, а скорости - 10%. Принятие условия неизменности давления за выпускными органами, используемое в большинстве расчетов, приводит к погрешности в определении скорости во входном сечении трубопровода до 60%.

2. При математическом моделировании движения газа в выпускном трубопроводе расчетную длину трубопровода, на которой справедливы уравнения одномерного нестационарного потока и определенную от выпускных органов до турбины, следует уменьшить на длину выпускного канала от выпускных органов до граничного сечения. Амплитуда волны давления увеличивается до 10%, если в расчетную длину выпускного трубопровода включена длина выпускного канала. При этом наблюдается и фазовый сдвиг волны давления.

3. На участке от входа в выпускной канал до сечения, расположенного на расстоянии $\bar{x}=6$, происходит до 80% потери энергии от суммарных на всей длине выпускного тракта. Потери на трение в неразветвленном выпускном трубопроводе на участке далее $\bar{x}=6$ составляют сравнительно небольшую часть.

Анализ изменения энтропии по длине выпускного тракта позволяет рекомендовать расположение мерного сечения не ближе шести диаметров горловины от входа в канал.

4. Располагаемая энергия газа на входе в выпускной трубопровод, рассчитанная с использованием аэродинамических коэффициентов, полученных из экспериментального исследования в стационарных и нестационарных условиях, существенно различаются, особенно для периода свободного выпуска. Максимальное различие достигает 100%, а в целом за период газообмена – 23%. Сравнение располагаемой энергии, рассчитанной с использованием нестационарных коэффициентов и по экспериментально замеренным полным и статическим давлениям, показывает небольшое расхождение, не превышающее 5%.

5. Расчетным исследованием установлено, что 40% располагаемой энергии газов от суммарной за весь период газообмена, приходится на период выпуска при средних подъемах клапана. Снижение коэффициента потерь энергии в выпускном канале на 10% приводит к увеличению располагаемой энергии в граничном сечении на 30%. На основании исследования рекомендуется выполнять профилирование канала на участке с переменным сечением по времени при средних подъемах клапана $0{,}06 < \bar{h} < 0{,}2$.

6. Выпускной канал двигателя типа ЧН 26/26, спрофилированный по методике, разработанной на основании исследования структуры потока и потерь энергии, имеет коэффициент потерь ниже на 6% по сравнению с образцом. Расход воздуха при статической продувке этого канала повысился на 10÷20% в зависимости от подъема клапана.

Расчетным исследованием на ЭЦВМ, проведенным на кафедре "Комбинированные двигатели" МВТУ им.Баумана, показано, что К.П.Д. двигателя с каналом улучшенной геометрии повышается на 1,5÷2%.

Основное содержание диссертации изложено в статьях:

1. Ивин В.И., Васильев Л.А., Рыжин В.В. Определение погрешностей при измерении полного давления в нестационарном потоке газа. М., МВТУ им.Баумана, Известия ВУЗов "Машиностроение", № 9, 1974.