Выпуск 16 1955

Канд. техн. наук ***Л. А. Филоненко***

НОВЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА НЕУСТАНОВИВШЕГОСЯ ДВИЖЕНИЯ ГАЗА В ТРУБОПРОВОДАХ БЫСТРОХОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Интересы народного хозяйства и оборона нашей страны требуют создания экономичного быстроходного двигателя транспортного типа.

Одной из величин, от которой непосредственно зависит индикаторная мощность двигателя, является коэффициент наполнения, определяемый процессом очистки цилиндра от продуктов сгорания и наполнения его свежим воздухом, необходимым для сгорания.

Исследование всех частей рабочего процесса, в частности, очистки и наполнения цилиндра — одна из основных задач в деле создания быстроходного двигателя.

Одним из факторов, влияющих на эти процессы, оказывается наличие неустановившегося движения газа в трубопроводах двигателя и воздействие процессов в них на процессы в цилиндре. Это воздействие может быть весьма значительно и будет оказывать неблагоприятное влияние на работу двигателя и, наоборот, оно может быть использовано для улучшения его работы. Чтобы устранить вредные последствия указанного явления или эффективно его использовать, необходимо исследовать законы неустановившегося движения газа в трубопроводах двигателя и получить расчетный метод, дающий возможность учета этих законов.

Необходимо заметить, что для двухтактного двигателя актуально исследование процесса в выхлопной системе; продувочный трубопровод обычно весьма короток, ввиду чего влияние его на процесс незначительно, либо отсутствует вовсе. В четырехтактном двигателе предметом исследования является также и всасывающая система.

Условия выхлопа в двухтактном двигателе весьма сложны, что чрезвычайно затрудняет количественный учет всех явлений, имеющих место при выхлопе и продувке.

Двухтактный двигатель развивает значительно большую мощность, чем четырехтактный, при тех же размерах цилиндра и том же весе и габарите двигателя. Исследование двухтактного двигателя представляет особый интерес с точки зрения поставленной задачи создания быстроходного двигателя транспортного типа.

В данной работе основным предметом исследования является процесс в выхлопном трубопроводе двухтактного двигателя, но теория и метод расчета неустановившегося движения газа являются общими для случаев такого рода движения в выхлопных и впускных трубопроводах двухтактных и четырехтактных двигателей.

Ввиду переменного давления в цилиндре и переменного проходного сечения выхлопных и впускных органов, поступление воздуха в цилиндр и выход газов из него неравномерны по времени, что приводит к изменению давления в трубопроводах по длине и по времени. Это явление оказывает обратное воздействие на процесс в цилиндре. Следовательно, необходим такой расчетный метод, который давал бы возможность определить изменение давления в трубопроводах и его влияние на процесс в цилиндре, на основании чего можно было бы выбрать наилучшие размеры органов распределения, фазы их открытия и закрытия, длины трубопроводов, а также установить тот диапазон чисел оборотов, на которых работа двигателя наиболее экономична.

Однако разнообразие факторов, влияющих на процессы выхлопа и продувки, каждый из которых может быть сделан предметом самостоятельного исследования, затрудняет создание такого метода. Исследование этих факторов в условиях трехмерного неустановившегося движения газов в цилиндре и смежных с ним системах невозможно без введения упрощающих допущений. Но даже при рассмотрении движения как одномерного, аналитическое решение уравнений, описывающих процесс неустановившегося движения газа, в общем виде невозможно.

Характер упрощений, которые вводят исследователи при решении задачи, весьма различен, чем и определяется наличие нескольких способов расчета выхлопа и продувки. Часть из них основывается на допущении постоянного давления в трубопроводах, что является грубым упрощением задачи. В ряде работ учитывается переменное давление в трубопроводах, но при этом вводятся столь же мало обоснованные допущения математического решения задачи без учета ее физической сущности, что приводит к не менее грубым ошибкам.

Характерной чертой всех способов является упрощение уравнений (1) и (2) и сведение их к наиболее удобному для решения виду путем введения допущений, которые сводятся к следующим:

1) члены $w\frac{\partial w}{\partial x}$ и $\frac{\partial p}{\partial x}$ не учитываются и упрощенная система уравнений сводится к волновому уравнению,

2) член $\frac{\partial w}{\partial \tau}$ принимается постоянным по длине трубопровода,

3) уравнение (1) используется в упрощенном виде (справедливом для случая установившегося движения).

Кроме указанных, при решении вводится ряд дополнительных условий: постоянство плотности газа по длине трубопровода, постоянство сечений органов газораспределения в течение процесса, равенство давлений в трубопроводе и цилиндре в начале выхлопа и др.

Вводимые допущения позволяют лишь до некоторой степени учесть явления в трубопроводах и ограничивают область применения соответствующих способов расчета. В качестве предмета исследования выделяется одно из частных явлений. Так, сведение уравнений процесса к волновому уравнению не отражает самого содержания процесса — собственного течения газа, и все исследования в таком случае относятся к неподвижному столбу газа, заполняющего трубопровод. Следует заметить, что объяснение процессов в трубопроводах волновыми явлениями недостаточно; наиболее вероятной причиной переменного давления в трубопроводах является движение ускоренных масс газов.

В данном исследовании поставлена задача теоретически разработать обоснованный и практически пригодный способ учета явлений неустановившегося движения газа без введения допущений, искажающих действительное протекание процесса в его основном содержании.

Предметом изучения должно быть само движение газа, а не протекание давления как таковое; последнее должно быть получено в результате решения именно так поставленной задачи.

Математическая связь отдельных сторон процесса в целом установлена в виде основных уравнений. Только в результате совместного исследования всех зависимостей, выраженных этими уравнениями, и учитывающих все факторы в их взаимодействии, может быть решена задача в таком виде, чтобы учет физических явлений при выхлопе и продувке стал возможным для целей практики. Исследуемые уравнения представляют собой систему двух дифференциальных линейных уравнений в частных производных первого порядка с двумя неизвестными функциями (скорость и давление газа) по двум независимым переменным (длина трубопровода и время).

Ввиду сложности связи между отдельными величинами, необходимо прибегать к допущениям. Однако их содержание не должно искажать действительной картины процесса. Допущения, к которым приходится прибегать, должны носить частный характер; в противном случае, исследование будет относиться к некоторому фиктивному процессу, перейти от которого к действительному невозможно. При наличии же общего метода решения задачи исследование того или иного частного вопроса будет расширять и уточнять самый метод. К таким вопросам можно отнести изменение коэффициента расхода, коэффициент потерь кинетической энергии в трубе, влияние вязкости газа, явление теплопередачи, изменение температуры в цилиндре и ряд других. Разумеется, и частные допущения сказываются на результатах, но только в количественном отношении; общие же допущения искажают наше представление об истинном процессе.

Основные уравнения газовой динамики, которые являются исходными в данном исследовании, составляются на основании двух законов физики — сохранения вещества и сохранения энергии. В соответствии с этим были выведены уравнения непрерывности и движения, а также уравнение энергии, частным случаем которого является уравнение движения. При выводе предполагалось, что движение газа одномерно, газ невязок и подчиняется характеристическому уравнению, существует адиабатическая зависимость между давлением и плотностью, тяжесть газа не влияет на процесс.

Исследование полученной системы уравнений позволяет сделать вывод, что уравнения движения и энергии тождественны (при отсутствии внешнего теплообмена и сопротивлений движению газа по трубопроводу); поэтому для решения задачи можно пользоваться лишь одним из уравнений. Так как уравнение движения проще, то система исходных уравнений должна состоять из уравнения непрерывности и уравнения движения; уравнение энергии может служить для контроля вычислений, а также для определения абсолютной величины энергии газа в случае такой надобности.

Основные уравнения имеют вид в дифференциальной форме: уравнение непрерывности

$$w \frac{\partial p}{\partial x} + kp \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial \tau} = 0, \tag{1}$$

уравнение движения

$$-\frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{\rho} = \frac{\partial w}{\partial \tau} + w \frac{\partial w}{\partial x}, \tag{2}$$

уравнение энергии

$$-\frac{k}{k-1} \frac{\partial (pw)}{\partial x} - \frac{1}{2} \frac{\partial (\rho w^3)}{\partial x} = \frac{1}{k-1} \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{1}{2} \frac{\partial (\rho w^2)}{\partial \tau}. \tag{3}$$

Зависимость между p и ρ выражается уравнением состояния $p = c\rho^k$.

В форме конечных разностей соответственно:

$$\rho_{\tau_1} w_{\tau_1} - \rho_{\tau_2} w_{\tau_2} = (\rho_{x\text{к}} - \rho_{x\text{н}}) \frac{\Delta x}{\Delta \tau} \tag{1^a}$$

$$p_{\tau_1} - p_{\tau_2} + \rho_{\tau_1} w_{\tau_1}^2 - \rho_{\tau_2} w_{\tau_2}^2 = (\rho_{x\text{к}} w_{x\text{к}} - \rho_{x\text{н}} w_{x\text{н}}) \frac{\Delta x}{\Delta \tau}, \qquad (2^{\text{а}})$$

$$-\frac{k}{k-1}(p_{\tau_1} w_{\tau_1} - p_{\tau_2} w_{\tau_2}) + \frac{1}{2}(\rho_{\tau_1} w_{\tau_1}^3 - \rho_{\tau_2} w_{\tau_2}^3) =$$

$$= \left[\frac{1}{k-1}(p_{x\text{к}} - p_{x\text{н}}) + \frac{1}{2}\rho_{x\text{к}} w_{x\text{к}}^2 - \rho_{x\text{н}} w_{x\text{н}}^2\right] \frac{\Delta x}{\Delta \tau}. \qquad (3^{\text{а}})$$

Здесь обозначено:

$w \frac{м}{сек}$ — скорость движения газа,

$p \frac{кг}{см^2}$ — давление газа,

$\rho \frac{кг/сек^2}{м^4}$ — плотность газа,

x *м* — расстояние рассматриваемого сечения трубопровода от начального,

τ *сек* — время, в течение которого рассматривается процесс,

k — показатель адиабаты.

Индексы τ или x означают, что соответствующее значение является средним за время τ или на участке x; 1 или 2 — что значение величины относится к началу или концу участка x; «н» или «к» — то же по отношению к началу или концу промежутка времени.

Полученные системы уравнений были исследованы с точки зрения выбора их формы, пригодной для расчета. При этом выяснилось следующее:

1) Уравнения в дифференциальной форме 1, 2, 3 непригодны для решения поставленной задачи, так как решение не может быть выполнено в общем виде и необходимо прибегать к численным способам решения. Дифференциальная форма, предназначенная для решения при бесконечно малых приращениях x и τ, оказывается неудовлетворительной для практического решения задачи и приводит к грубому нарушению весового и энергетического баланса при численном решении простейшим, но единственным практически приемлемым методом касательных.

2) Применение упрощенной системы уравнений в конечных разностях также оказывается непригодным; преобразование уравнений ($1^{\text{а}}$) и ($2^{\text{а}}$) приводит к выражениям, содержащим произведения приращений Δp и Δw. По формальным признакам эти члены должны являться малыми второго порядка и могут быть отброшены, однако в действительности эти члены по величине одного порядка с другими членами уравнений и, следовательно, ими нельзя пренебречь. Нарушение весового и энергетического балансов здесь несколько меньше, чем в предыдущем случае, однако недопустимо велико. Заметим, что решение дифференциальных уравнений с заменой дифференциалов конечными разностями означает еще более грубые упрощения, чем в указанном случае. Это подтверждается также сравнением результатов расчетов для обоих случаев.

3) Единственно пригодной для решения формой уравнений являются уравнения в конечных разностях в их полном виде ($1^{\text{а}}$, $2^{\text{а}}$, $3^{\text{а}}$), что подтверждается рядом выполненных расчетов, обеспечивающих соблюдение весового и энергетического балансов.

Таким образом, в основу исследования и расчета положены уравнения ($1^{\text{а}}$) и ($2^{\text{а}}$). Так как процессы в трубопроводе, подчиняющиеся этим уравнениям, зависят от процесса в цилиндре, а в течение подкритического выхлопа имеется и обратное воздействие процессов в трубопроводе на процесс в цилиндре, то указанные уравнения должны быть дополнены уравнениями процесса в цилиндре, а именно для надкритического выхлопа:

$$p = p_e \left(\frac{v_e}{v}\right)^m \left[1 + A \int_{\tau_e}^{\tau} \left(\frac{v_e}{v}\right)^{\frac{m+1}{2}} f_b \, d\alpha\right]^{\frac{2m}{1-m}} * \qquad (4)$$

для подкритического выхлопа и продувки:

$$dp = (x_s \, y_s - x_b' \, y_b' - x_v \, p) \, d\alpha * \qquad (5)$$

Здесь обозначено:

$p \frac{кг}{см^2}$ и $v м^3$ — давление и объем цилиндра при α^0 от ВМТ (с индексом e в момент открытия выхлопных клапанов),

m — показатель политропы,

$f_b \, м^2$ — проходное сечение выхлопных клапанов,

$$A = \mu_b \frac{m-1}{12n \, v_e} \beta^{\frac{1}{k}} \sqrt{2g \frac{k}{k+1} R T_e} = \text{const},$$

где μ_b — коэффициент истечения через выхлопные клапаны,

$n \frac{об}{мин}$ — число оборотов двигателя,

$R \frac{м}{^0ц}$ — характеристическая постоянная

$T_e^0 K$ — температура в цилиндре в момент открытия выхлопных клапанов,

$\beta = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ — критическое отношение давлений.

$$x_s = \frac{k\mu_s}{6n} \sqrt{2g \frac{k_s}{k_s - 1} R_s T_s} \frac{f_s}{v},$$

$$y_s = \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_s}\right)^{\frac{k_s - 1}{k_s}}} = -\left(\frac{p}{p_s}\right)^{-1} \sqrt{\psi_s},$$

$$x_b' = \frac{k\mu_b}{6n} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} R} \sqrt{T_{bc}} \frac{f_b}{v},$$

$$y_b' = \left(\frac{p}{p_н}\right)^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{\psi_m}$$

Здесь: $f_s \, м^2$ — проходное сечение продувочных окон,

$p_s \frac{кг}{см^2}$ — давление перед продувочными окнами,

$T_s^{\circ} K$ — температура там же,

T_{bc}° — температура выходящего газа до выхода через клапаны, отнесенная к постоянному давлению $p_н$,

μ_s — коэффициент истечения через продувочные окна,

$$\psi_m = \left(\frac{p_m}{p}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_m}{p}\right)^{\frac{k+1}{k}}.$$

Входящая в уравнение величина p_m является минимальным давлением в газовой струе по выходе из клапана; при подкритическом истечении

---

* Глаголев Н. М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания (новый метод расчета), Киев, 1949.

имеет место в минимальном сечении струи. Величина p_m определяется процессами в трубопроводе.

Совместное решение уравнений (1[а], 2[а] и 5) представляет значительные трудности.

Особой задачей является установление граничных и начальных условий. Заметим, что затруднения при решении этой задачи объясняют стремление к упрощению основных уравнений.

Решение задачи о граничных и начальных условиях требует рассмотрения процессов, происходящих в выхлопном патрубке двигателя, причем сюда включается весь путь газа от выхода из клапана и до достижения некоторого начального сечения выхлопного трубопровода. Так как форма канала в головке двигателя и переход в патрубок, а затем в трубопровод, имеют неправильную по отношению к струе газа форму, то последний по выходе из клапана практически сразу же перемешивается, заполняя все сечение канала. Это дает основание считать коэффициент потерь кинетической энергии, определяемый как отношение кинетической энергии, преобразованной в теплосодержание без повышения давления к полной кинетической энергии, близким к единице и приближенно принять его равным единице.

При этом условии рассматриваются все возможные случаи протекания процесса в патрубке и выводятся соответствующие зависимости.

При составлении граничных и начальных условий для уравнений в дифференциальной форме (1, 2) в задаче имеется шесть неизвестных: p, w и их частные производные по τ и x. Два из них $\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right.$ и $\left.\frac{\partial w}{\partial x}\right)$ могут быть определены из самих уравнений; для нахождения остальных рассматриваются следующие соображения.

1. В начальном сечении трубопровода ($x = 0$) в начале выхлопа ($\tau = 0$) давление p должно быть принято; можно предположить, что в течение рабочего цикла изменения давления в трубопроводе сглаживаются и устанавливается атмосферное давление; во всяком случае из сравнения принятой и полученной в конце величин давления можно установить действительную величину p, равную атмосферному давлению или некоторому A, то есть первое начальное условие запишется:

$$p_н = A.$$

2. Рассмотрение процесса в патрубке приводит к формуле для скорости, имеющей место в любой момент времени в начальном сечении трубопровода; тогда второе граничное условие будет иметь вид:

при надкритическом истечении

$$w_н = 11{,}46 \frac{q}{\rho} \vartheta \sqrt{T}$$

и при подкритическом истечении

$$w_н = 47{,}1 \frac{q}{\rho} \vartheta \sqrt{\psi_m} \sqrt{T},$$

здесь $q = \frac{\alpha f_b}{F}$ — отношение минимального сечения струи (α — коэффициент сужения) к сечению трубопровода,

$\rho = \frac{p_н}{p_ц}$ — отношение давления в начальном сечении трубопровода к давлению в цилиндре,

$\vartheta = \frac{T_н}{T}$ — то же для температур (ϑ находится с помощью заранее составленных таблиц или графиков и практически часто мало отклоняется от единицы).

3. Производная $\frac{\partial w}{\partial \tau}$ может быть определена путем дифференцирования уравнений для $w_н$ по τ, полученные выражения являются третьим начальным условием.

4. Для определения величины $\frac{\partial p}{\partial \tau}$ или величины p в конце некоторого промежутка времени τ необходимо воспользоваться такими соображениями: изменение давления в начальном сечении трубопровода распространяется в течение рассматриваемого промежутка времени на некоторое расстояние по длине трубы со скоростью распространения возмущения в данной среде. Эта скорость $a = \sqrt{gkRT}$, то есть определяется температурой газа в трубопроводе.

Таким образом, за время $d\tau$ возмущение распространяется на длину $dx = ad\tau$. Очевидно, далее этого места газ остается невозмущенным ($p = A$; $w = 0$). Следовательно, если задаться некоторым значением $(p_{k_1})_0$ в начальном сечении трубопровода в конце промежутка времени $d\tau$ и решать совместно основные уравнения, то определяемые в результате такого решения изменения давления и скорости должны быть такими, чтобы соблюдалось граничное условие:

$$\left.\begin{aligned} p &= A \\ w &= 0 \end{aligned}\right\} \text{при } x = a\int d\tau$$

В этом случае выбранная величина $(p_{k_1})_0$ является правильной. Это условие справедливо до того момента, пока газ не начал выходить в атмосферу (или глушитель). Очевидно, с момента начала истечения газа из трубы, точка, соответствующая $a\int d\tau$ будет находиться вне трубы и не может быть использована для расчета. В выходном сечении трубы будут иметь место некоторое давление, величина которого должна быть в данном случае необходимым граничным условием, и переменная скорость истечения, определяемая расчетом.

Для дозвукового истечения, обычно имеющего место в трубопроводах двигателя, и при отсутствии диафрагмы и других препятствий выходу газов, давление в выходном сечении будет равно давлению той среды, куда происходит выхлоп. В случае выхлопа непосредственно в атмосферу, четвертое граничное условие имеет вид

$$p_{x=L} = 1 \text{ атм.},$$

где L — полная длина трубопровода.

При решении уравнений в конечных разностях задача содержит восемь неизвестных, так как каждое из значений p_{τ_1}, p_{τ_2}, w_{xk}, $w_{xн}$ и др. является средним арифметическим двух значений:

$$p_{н_1},\ w_{н_1},\ p_{k_1},\ w_{k_1},\ p_{k_2},\ w_{k_2},\ p_{н_2},\ w_{н_2}.$$

При этом попрежнему $p_{н_1} = \text{А}$; $w_{н_1} = 0$. Но при $\tau = 0$: $p_{н_2} = p_{н_1}$ и $w_{н_2} = 0$.

Значение $(p_{k_1})_0$ устанавливается в соответствии с четвертым граничным условием; скорость $(w_{k_1})_0$ вычисляется по приведенным формулам (второе граничное условие). Величины p_{k_2} и w_{k_2} определяются из самих уравнений.

Таким образом, имеются все необходимые условия для решения задачи. В соответствии с разработанной теорией выполнен пример расчета выхлопа и продувки с учетом неустановившегося движения газов в выхлопном трубопроводе одноцилиндрового быстроходного двигателя.

Заметим, что при разработке методики расчета оказалось необходимым:

1. Определить среднюю температуру газа в трубопроводе.

2. Ввести коэффициент λ_t. В основном расчете, приведенном в качестве примера, принята для упрощения вычислений постоянная скорость распространения возмущения в газе, подсчитанная по средней температуре выхлопного газа за весь цикл. Для полной теоретической обоснованности всего расчета принята постоянная, приведенная к начальному давлению, температура газа в начальном сечении трубопровода. Это равносильно допущению мгновенного скачка температур $\lambda_t = \frac{T_T}{T}$ при заполнении струей газа начального сечения трубопровода. В результате в первой части процесса, когда температура выходящего из цилиндра газа выше средней по расчету, получается заниженная скорость в начальном сечении, а значит и заниженное давление. После того, как из цилиндра начинает выходить газ с температурой ниже средней $\lambda_t > 1$ и получается обратное соотношение. Этот прием несколько искажает действительную картину. Но характер всего процесса в трубопроводе и влияние его на процесс в цилиндре остается практически таким же. Это показано другими расчетами, в которых не было принято допущения о скачке температур.

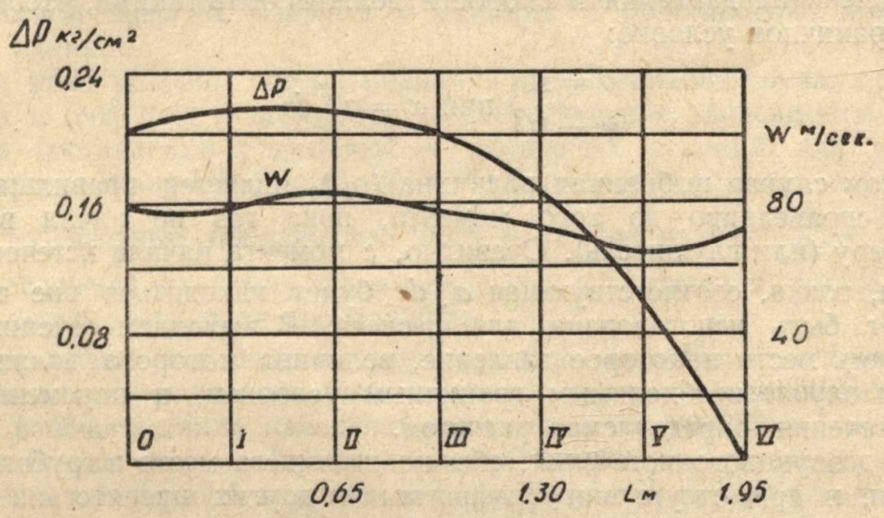

Рис. 1. Изменение давления ΔP и скорости w для $\alpha = 130°$.

3. Исследовать вопрос о выборе приращений независимых переменных Δx и $\Delta\tau$; в данной задаче их выбор не является вполне произвольным и должен подчиняться определенному соотношению.

Совместное решение упрощенных уравнений относительно p_{k_2} и w_{k_2} приводит к выражению, в котором в знаменателе имеется множитель, содержащий член

$$\left[1 - \frac{\left(\frac{\Delta x}{\Delta\tau} + w_{\tau_2}\right)^2}{a^1}\right].$$

В случае, когда значение $\frac{\Delta x}{\Delta\tau} + w_{\tau_2} = a$ весь знаменатель обращается в нуль; при близких к a значениях $\frac{\Delta x}{\Delta\tau} + w_{\tau_2}$ при вычислениях возникает неточность, величина которой возрастает по мере приближения численных значений указанных величин друг к другу. В действительности равенство знаменателя нулю должно иметь место в случае, когда числитель также обращается в нуль, однако, в численном методе расчета нельзя уловить это совпадение. Поэтому выбор приращений независимых переменных Δx и $\Delta\tau$ должен быть таким, чтобы указанная сума значительно отличилась от a.

4. Оказалось удобным ввести вспомогательные зависимости λ_p и некоторые другие, что значительно упрощает методику расчета, не искажая сущности процесса.

5. Ввести понятие о среднеинтегральных значениях некоторых величин и вычислить их.

Для расчета основные уравнения (1^a и 2^a) решены относительно p_{k_2}. Полученные таким образом расчетные уравнения могут быть решены путем подбора значения w_{k_2}, при котором из обоих уравнений значения p_{k_2} получаются одинаковыми. Однако, как показали расчеты, эта работа очень трудоемка. Разработанный графо-аналитический метод решения, основан-

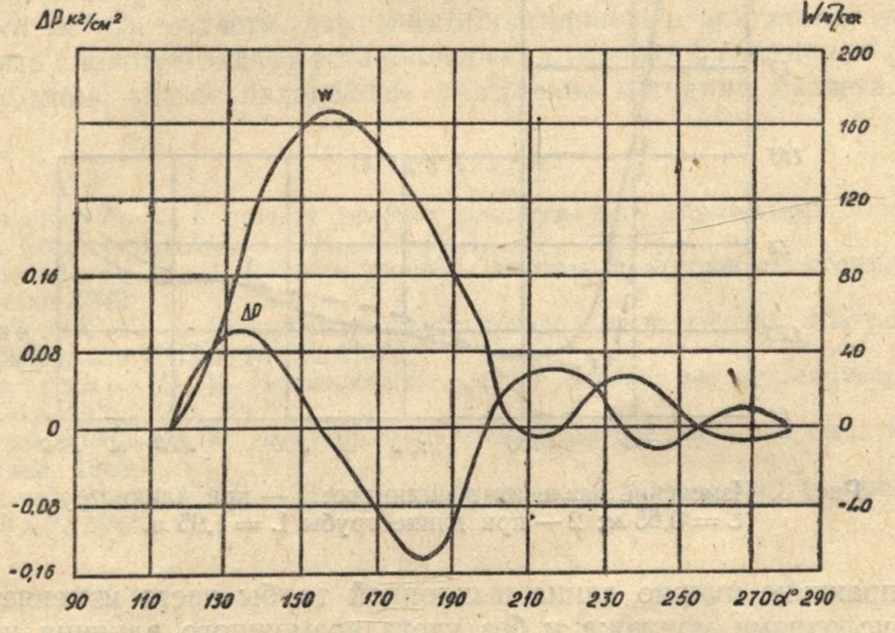

Рис. 2. Изменение давления ΔP и скорости w в сечении V.

ный на некоторых свойствах исследуемой системы уравнений, делает методику расчета относительно несложной и возможной для практических целей.

Заметим, что критерием правильности того или иного способа, примененного при решении основных уравнений, должно быть соблюдение весового и энергетического балансов.

В результате расчета оказываются определенными давления и скорости по длине трубы для любого момента времени (рис. 1) и в любом сечении трубы в течение периода выхлопа и продувки (рис. 2), а также изменение давления в цилиндре (рис. 3).

Полученные кривые полностью подтверждают наблюдаемый при опытах характер изменения давления в трубопроводе (возникновение области повышенного давления, ее движение вдоль трубы и последующее за ней понижение давления, иногда до разрежения; понижение давления перед выходным концом трубы и в силу этого частичное поступление вышедшего газа обратно в трубу; вызываемое этим некоторое повышение давления и движение области с повышенным давлением по направлению к начальному сечению трубы, и т. д.).

Оказывается, что при расчете с использованием основных уравнений в конечных разностях в их полном виде и полном учете граничных и начальных условий, а главное — при соблюдении весового и энергетического балансов, полученный характер изменения давления и скорости соответствует действительному.

Это дает право сделать вывод о том, что такой характер движения определяется, прежде всего, инерцией и упругостью столба газа. Проведенная оценка влияния некоторых факторов на процессе в трубопроводе и через него на процессе в цилиндре также подтверждается имеющимися опытными данными. Наибольшее значение из всех факторов имеет длина трубопровода, так как она является одной из величин, определяющих массу газа, участвующую в процессе, и, следовательно, величину ее инерции.

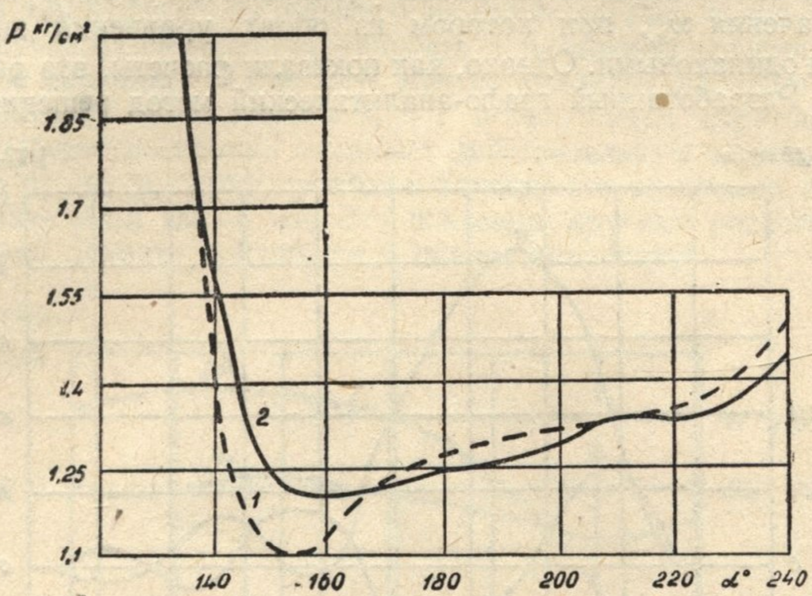

Рис. 3. Изменение давления в цилиндре: 1 — при длине трубы L = 0,65 *м*; 2 — при длине трубы L = 1,95 *м*.

На практике именно длина выхлопной трубы часто изменяется сообразно с условиями монтажа и без учета возможного влияния на работу двигателя. Для оценки влияния этого фактора были проделаны расчеты для различных длин труб; полученные кривые изменения давления в цилиндре для случаев короткой и длинной труб соответствуют опытным индикаторным диаграммам.

ВЫВОДЫ

1. В результате исследования установлено, что при исследовании неустановившегося движения газа необходимо пользоваться уравнениями газовой динамики в их полном, не упрощенном виде.

Кроме того, выяснено, что для практического расчета должны быть использованы указанные уравнения в форме конечных разностей, а не в дифференциальной форме.

2. Составленные граничные и начальные условия позволяют применить полные уравнения газовой динамики к решению задачи о неустановившемся движении газа в трубопроводе двигателя.

3. В качестве контроля полученных результатов расчета служат энергетические и весовые балансы газа, заполняющего трубопровод.

4. Разработка методики расчета, пригодной для практических целей, основана на графо-аналитическом способе решения основных уравнений. В основе этого способа лежит использование ряда свойств применяемой системы уравнений, которые были обнаружены при исследовании; математический анализ их может значительно упростить общую методику расчета.

5. Экспериментальные исследования процессов в цилиндре подтверждают данные, полученные расчетным путем (так, выбор расчетным путем

оптимальных размеров выхлопного трубопровода двигателя на этом режиме работы дал увеличение давления в цилиндре в начале сжатия на $6^0/_0$, что соответствует примерно такому же увеличению мощности двигателя).

Таким образом, разработанный метод расчета позволяет определить оптимальные размеры подводящих и отводящих устройств проектируемых, а также находящихся в эксплуатации, двигателей с целью получения наибольшей мощности.

Кроме того, этот метод расчета может быть использован при расчете инерционного наддува, газотурбинного наддува, при проектировании реактивных патрубков скоростных самолетов и в ряде других случаев.

Дальнейшим развитием предлагаемого метода расчета должна быть разработка метода расчета для многоцилиндрового двигателя, для чего надо решить сложную задачу установления начальных и граничных условий.

Необходимо также дальнейшее упрощение методики расчета.

ЛИТЕРАТУРА

1. Орлин А. С. К расчету органов распределения двухтактных быстроходных двигателей. Сборник ЦИАМ, ОНТИ, 1936 № 1,

2. Глаголев Н. М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания (новый метод расчета). 1949.

3. Хайлов М. А. Всасывающие трубопровода и их влияние на работу двигателя, обзорный бюллетень ЦИАМ № 12, 1946.

4. Литвинов Н. Я. Использование реакции выхлопа при пульсирующем потоке газа, Труды ЦИАМ, 1943, № 53.

5. Станюкович К. Т. Теория неустановившегося движения газа, Изд. бюро новой техники, 1948.

6. Зельдович Я. Б. Теория ударных волн и введение в газодинамику. Изд. АН СССР, 1946.