

КРИТИЧЕСКОЕ ТЕЧЕНИЕ ГАЗОВ ЧЕРЕЗ ВЫПУСКНОЙ КЛАПАН В ПЕРИОД СВОБОДНОГО ВЫПУСКА 4-ТАКТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

А.А. Балашов, М.Э. Брякотин

Рассмотрены условия возникновения критического режима течения отработавших газов в период свободного выпуска 4-тактных дизелей. Теоретически и экспериментально обоснована необходимость учитывать влияние газодинамических потерь на возникновение критического режима течения. Показана малая вероятность появления критического течения газа через клапанную щель в период свободного выпуска.

Ключевые слова: критическое течение газа, надкритическое течение газа, выпускной клапан, свободный выпуск, газодинамические потери, показатель изоэнтропы, показатель адиабаты, удельная работа, удельная теплота, термическое.

Рассматривая вопросы течения газа в выпускных системах поршневых ДВС (ПДВС) в период свободного выпуска, т. е. когда отношение давлений в поперечном сечении потока достигнет критического $P_{кр}/P_2^* = 0,528$

и менее, необходимо обосновать вероятность возникновения критического и возможно надкритического режимов течения отработавшего газа (ОГ).

В одномерной газодинамике принято считать, что параметры потока в любом сечении канала, в котором число Маха M или приведенный коэффициент скорости λ достигают значения $M=\lambda=1$, называют критическими [8, 9, 11].

Однако, в этом случае, необходимо учитывать, что газовые законы и термодинамические процессы в открытых системах, которым они подчиняются и по которым развиваются, нуждаются в аналитических зависимостях. В эти зависимости некоторые авторы вводят в значительной степени произвольные допущения, без их серьезной аргументации. Например, замена показателя изоэнтропы k на показатель политропы n , которое приводит к неверным результатам [12].

На необходимость учитывать влияние газодинамических потерь при определении критического отношения давлений указывают как теория, так и опытные исследования ряда авторов [3, 5, 11, 13].

В связи с этим, при рассмотрении процесса расширения газа в открытой адиабатной системе, следует более внимательно проанализировать, влияние газодинамических сопротивлений в проточных каналах на характер термодинамического процесса, так как из уравнения полной удельной энергии газового потока известно, что газодинамиче-

ские сопротивления в каналах оказывают двойное влияние на течение газа [10].

Основное влияние можно выявить при анализе уравнения удельной внешней кинетической энергии, из которого следует, что удельная работа, затрачиваемая на преодоление газодинамических сопротивлений δl_r , оказывает непосредственное механическое воздействие на действительную скорость в выходном сечении потока.

Дополнительное влияние обнаруживается при анализе уравнения удельной внутренней энергии газового потока в результате чего можно установить, что изменение полной энергии газа в потоке определяется не только механическим влиянием газодинамических сопротивлений на течение газа через работу δl_r , но также и термическим влиянием преобразованных в теплоту газодинамических потерь δq_r , которая усваивается текущим газом и создает дополнительное тепловое сопротивление в канале.

Механическое влияние газодинамических сопротивлений скажется непосредственно на величине внешней кинетической энергии и снижении заторможенного давления на выходе потока, а термическое влияние – на изменении внутренней энергии и возникновении теплового сопротивления в потоке, а оба вместе – на характере термодинамического процесса, который оказывает влияние на параметры потока, в том числе и критические параметры.

Предположение о возможности возникновения критического режима течения ОГ в выпускных системах ПДВС базируется на том, что в момент открытия выпускного клапана избыточное заторможенное давление в цилиндре может достигать $P_1^* = 0,7 \div 0,8$ МПа, поэтому вероятно может возникнуть (на малых подъемах клапанов) критический режим

КРИТИЧЕСКОЕ ТЕЧЕНИЕ ГАЗОВ ЧЕРЕЗ ВЫПУСКНОЙ КЛАПАН В ПЕРИОД СВОБОДНОГО ВЫПУСКА 4-ТАКТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

течения ОГ за щель выпускного клапана, а отношение давлений в этом случае может снизиться до $\frac{P_2}{P_1^*} \cong 0,15 \div 0,2$, т. е. до надкритического.

С целью дальнейшего выяснения вопроса о вероятном возникновении критического режима течения ОГ в выпускных системах «клапан – канал» ПДВС, авторы работ [9, 11] сделали попытку экспериментально доказать и показать существование критического режима и определить его продолжительность, которая начинается с момента возникновения (начало открытия выпускного клапана) до конца критического режима – это не более 40° по углу поворота коленчатого вала или по подъему клапана $h_{кл} = 2,0 \div 3,0$ мм.

В настоящее время проведение расчетов по адиабатному опорожнению цилиндров от ОГ производится с учетом критического и надкритического режимов течения на малых подъемах клапанов по выражениям для изэнтропного процесса без учета влияния газодинамических сопротивлений, что не отражает реальной картины течения газа по системе «клапан – канал», и, соответственно, ставит под сомнение существование критического истечения при опорожнении цилиндра от ОГ в ПДВС в период свободного выпуска [2, 4, 5, 13].

Кроме этого, с целью учета влияния газодинамических потерь на критические параметры потока в открытой адиабатной системе, необходимо воспользоваться физически более обоснованными коэффициентами газодинамических потерь ξ , определяемыми по уточненной методике.

В отношении коэффициентов газодинамических потерь ξ выпускных каналов с клапанами, акцентировано внимание только потому, что в последнее время стремятся к созданию математических моделей процесса газообмена [5, 13], используя в расчетах экспериментально полученные коэффициенты ξ или расхода μ , т.к. аналитическим путем их, с достаточной степенью точности, пока получить не удастся. Поэтому от точности определения коэффициентов газодинамических потерь ξ , зависит, прежде всего, и точность определения параметров газа в выпускном коллекторе.

Критические параметры потока для открытых изэнтропно-адиабатных систем определяются по следующим выражениям:

$$\frac{T_{кр}}{T^*} = \frac{2}{k+1}, \quad (1)$$

где $T_{кр}$ – абсолютная статическая критическая температура в выходном сечении потока, T^* – абсолютная заторможенная температура в

потоке, k – показатель изэнтропного процесса расширения газа по потоку, а также

$$\frac{P_{кр}}{P^*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (2)$$

где $P_{кр}$ – абсолютное статическое критическое давление в выходном сечении потока, P^* – абсолютное заторможенное давление в том же сечении потока.

Однако, в этом случае следует уточнить, что приведенные зависимости (1) и (2) справедливы для открытых систем как в изэнтропном, так и в адиабатном вариантах (с газодинамическими потерями), но при этом связь между заторможенными и статическими параметрами является локальной, т. е. относится только к одному сечению канала. Поэтому эти уравнения не могут быть применены для двух различных сечений канала, так как между сечениями расположены газодинамические сопротивления, преодолеваемая которые, поток затрачивает какую-то часть полной энергии. В связи с этим, приведенные зависимости (1) и (2) для течений с потерями неприменимы [6].

Для выяснения вопроса о влиянии газодинамических сопротивлений на возникновение критического режима течения газа в выпускных каналах с клапанами ПДВС воспользуемся выражением приведенном в работе [1]:

$$\frac{P_2}{P_2^*} = \frac{P_{кр}}{P_2^*} = \left(\frac{P_2}{P_1^*} \right)^{\frac{1}{\xi+1}}, \quad (3)$$

где P_2 – абсолютное статическое давление в выходном сечении потока, P_2^* – абсолютное заторможенное давление в том же сечении потока, P_1^* – абсолютное заторможенное давление во входном сечении потока, ξ – коэффициент газодинамических потерь.

Обозначим левую часть выражения (2) через выходные параметры потока, то есть примем, что $P_2 = P_{кр}$, а $P^* = P_2^*$, тогда

$$\frac{P_{кр}}{P^*} = \frac{P_2}{P_2^*} = \frac{P_{кр}}{P_2^*}, \quad (4)$$

Заменим левую часть выражения (2) на зависимость из (4), тогда получим:

$$\frac{P_{кр}}{P^*} = \frac{P_2}{P_2^*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (5)$$

Подставим в зависимость (5) вместо $\frac{P_2}{P_2^*}$

его аналог из (3) $\left(\frac{P_2}{P_1^*} \right)^{\frac{1}{\xi+1}}$, тогда будем иметь:

$$\frac{P_2}{P_1^*} = \frac{P_{кр}}{P_1^*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k(\xi+1)}{k-1}} \quad (6)$$

В результате этих преобразований имеем два выражения (2) и (6) с помощью которых можно определять критические параметры по давлению как в изоэнтропном

$$\frac{P_{кр}}{P_2^*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (7)$$

так и в адиабатном потоках

$$\frac{P_{кр}}{P_1^*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k(\xi+1)}{k-1}} \quad (8)$$

При определении критических параметров в открытых (изоэнтропной и адиабатной) термодинамических системах по зависимостям (2) или (7) нет необходимости учитывать газодинамические потери, т. к. эти зависимости могут быть использованы только для одного сечения потока.

При определении критических параметров в открытой адиабатной термодинамической системе по зависимостям (6) или (8) необходимо учитывать газодинамические потери, т. к. эти зависимости должны быть использованы для двух сечений потока в связи с присутствием коэффициента ξ характеризующего затраты энергии на преодоление газодинамических сопротивлений в канале.

Анализируя зависимость (8) можно сказать, что если принять коэффициент газодинамических потерь $\xi = 0$, то эта зависимость преобразуется в выражение (7), т. к. в изоэнтропном потоке $P_1^* = P_2^*$. Однако если $\xi \neq 0$, то отношение давлений будет изменяться в диапазоне $\frac{P_2}{P_1^*} \leq 0,528$, т. е. с увеличением коэффициента ξ будет увеличиваться и заторможенное давление P_1^* на входе в канал.

С целью выяснения вопроса о существовании критического режима течения газа в выпускных клапанах ПДВС в период свободного выпуска поставлено два эксперимента. Эксперименты проводились с помощью статической продувки воздухом выпускных каналов с клапанами индивидуальных головок цилиндров дизелей размерностью Ч12/12 и Ч13/14. В первом эксперименте продувалась воздухом модельная головка двигателя Ч12/12 с центральным расположением выпускного канала при абсолютных давлениях в цилиндре $P_1^* = 0,12 \div 0,24$ МПа, во втором экс-

перименте продувалась индивидуальная головка двигателя УК-2 размерностью Ч13/14 при абсолютных давлениях воздуха в цилиндре $P_1^* = 0,12 \div 0,78$ МПа.

В результате этих экспериментов можно сказать, судя по отношениям давлений $\frac{P_2}{P_1^*} \cong 0,42$ и $\frac{P_2}{P_1^*} \cong 0,15$, что был достигнут критический режим течения воздуха в выпускном канале с клапаном, так как согласно литературным данным, опубликованным в работах по газодинамике и термодинамике [6, 7], это отношение должно быть равно $\frac{P_2}{P_1^*} = 0,528$.

Однако, согласно графикам, представленным на рисунках 1 и 2 для выпускных каналов с клапанами, стабилизации относительного расхода воздуха $G_g/G_{в,кр}$, в зависимости от отношения давлений при достигнутом уровне продувки не произошло, т. е. критического режима течения воздуха ни в первом, ни тем более во втором экспериментах, достигнуто не было, хотя по внешним признакам, при существующей трактовке этого вопроса – это должно было произойти [3, 6, 9, 11, 13]. Судя по признаку стабилизации расходов воздуха G_g и газа G_z или относительного $G_g/G_{в,кр}$, при достижении которых $\frac{P_2}{P_1^*} = 0,528$ должен был наступить критический режим.

○ $h_{кл}=12$ мм; ✖ $h_{кл}=8$ мм; ● $h_{кл}=6$ мм;

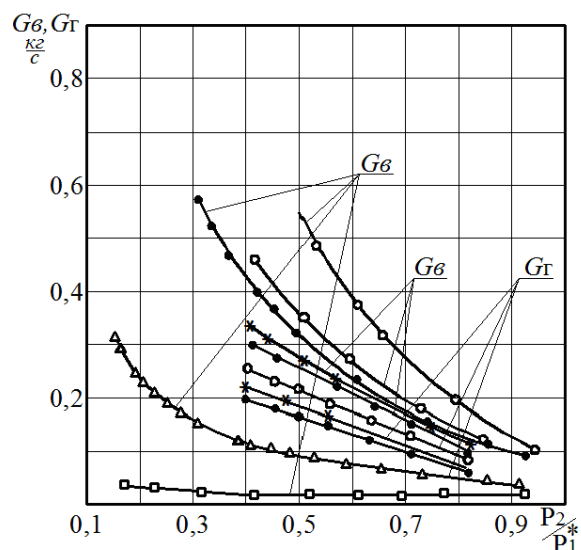


Рисунок 1 – Зависимость расхода воздуха G_g и газа G_z от отношения давлений

КРИТИЧЕСКОЕ ТЕЧЕНИЕ ГАЗОВ ЧЕРЕЗ ВЫПУСКНОЙ КЛАПАН В ПЕРИОД СВОБОДНОГО ВЫПУСКА 4-ТАКТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

▲ $h_{кл}=3$ мм; ▴ $h_{кл}=2$ мм; □ $h_{кл}=1$ мм

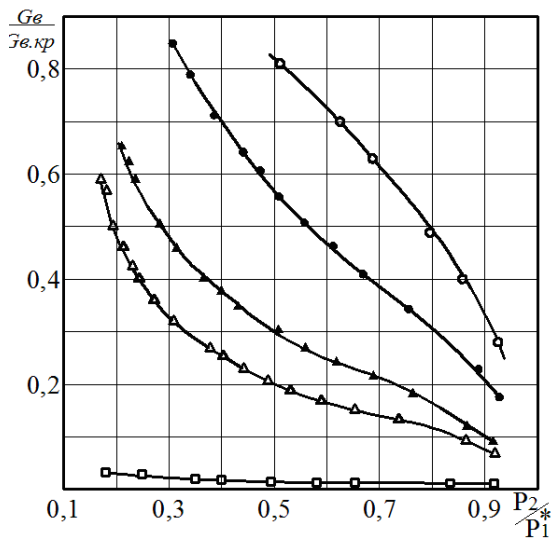


Рисунок 2 – Зависимость относительного расхода воздуха $G_e/G_{e,кр}$ от отношения давлений

Графики (рисунки 1 и 2), полученные по результатам экспериментов, не показывают никакой стабилизации расхода на всех подъемах клапанов, наоборот, наблюдается устойчивая тенденция роста расхода воздуха с уменьшением отношения давлений.

Поэтому, одно дело отношение давлений $P_2/P_1^* = 0,528$ для двух различных сечений канала в адиабатном процессе расширения, другое дело – эта же величина отношения давлений $P_2/P_2^* = 0,528$, но для одного сечения канала в изоэнтропном процессе расширения.

Если на выходе потока (сечение 2–2) отношение давлений в изоэнтропном процессе будет $P_2/P_2^* = 0,528$, то возможен критический режим течения, так как по выражению (6), коэффициент газодинамических потерь в сечении 2–2 будет равен $\xi = 0$, а статическое давление P_2 преобразуется критическое $P_{кр}$.

Другое дело, если достигается такое же отношение давлений, но в адиабатном потоке $P_2/P_1^* = 0,528$, где P_2 – статическое давление в выпускном коллекторе, а P_1^* – заторможенное давление в цилиндре, т. е. между этими сечениями находится газодинамические сопротивления «клапанная щель + канал», преодоление которых связано с газодинамиче-

скими потерями, характеризуемыми коэффициентом $\xi \neq 0$.

Тогда, при достижении отношения давлений в адиабатном потоке $P_2/P_1^* = 0,528$,

критического режима течения на выходе из системы «клапан-канал» не произойдет ввиду того что коэффициент $\xi \neq 0$, но это может произойти тогда, когда коэффициент $\xi = 0$.

Для определения критического режима истечения расчетным путем в адиабатной открытой системе с газодинамическими потерями необходимо сделать допущение о том, что поток расширяется до атмосферного давления $P_2 = 0,1$ МПа, тогда, используя выражения (6 или 8) и задаваясь коэффициентами $\xi = 0 \div \infty$ можно определить величину необходимого заторможенного давления на входе потока P_1^* (в цилиндре) в системе «клапан-канал». Расчеты представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Расчетные значения заторможенного давления на входе потока P_1^* (в цилиндре) в системе «клапан-канал»

| ξ | 0 | 1 | 2 | 3 | 5 | 8 | 10 |
|---------------|-------|-------|-------|------|------|-------|--------|
| P_1^* , МПа | 0,189 | 0,358 | 0,678 | 1,28 | 2,43 | 16,48 | 59,067 |

Однако, на малых подъемах выпускных клапанов (включительно до $h_{кл} = 3$ мм), когда существует вероятность появления критического и надкритического режимов течения на выходе потока из системы «клапанная щель + канал», ожидать его не реально. По причине того, что коэффициент ξ для подъема клапана $h_{кл} = 3$ мм не опускается ниже 10 (рисунок 3). Это значит, что для вероятного появления критического режима течения на выходе потока при $\xi = 10$, необходимо создать давление в цилиндре на входе в проточную систему «клапанная щель-канал» $P_1^* = 59$ МПа (таблица 1), тогда как давление в цилиндрах ПДВС при открытии выпускного клапана не превышает, как правило, $P_{ок}^* = 1,0$ МПа.

Подводя итог сказанному о критическом режиме течения воздуха в выпускных системах «клапан-канал» ПДВС, можно констатировать, что в поставленных с этой целью двух экспериментах, стабилизации расхода воздуха при продувке выпускного канала с клапаном не обнаружено. Это значит, что отсутствует критический режим даже при

$\frac{P_{кр}}{P_1} < 0,528$ (рисунки 1 и 2), хотя на основании существующих трактовок этого вопроса и по внешним признакам $\frac{P_2}{P_1} \cong 0,15$, он должен был бы появиться [8, 9, 11].

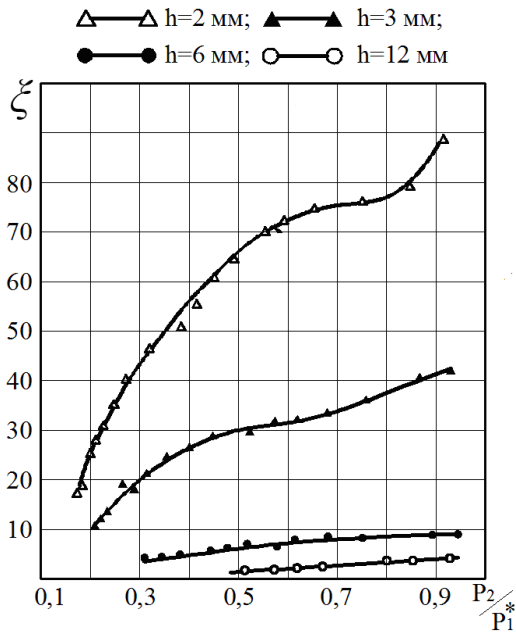


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента газодинамических потерь ξ от отношения давлений

Таким образом, следует сказать, что вероятность появления критического и тем более надкритического режимов течения в период свободного выпуска ОГ у 4-тактных дизелей практически отсутствует.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балашов, А. А. Определение показателей изменения параметров газа в проточных каналах поршневых ДВС / А. А. Балашов, Р. А. Вебер, И. А. Карпов // Ползуновский вестник. – 2008. – № 4. – С. 57–62.
2. Васильев-Южин, Р. М. Газообмен в четырехтактном дизеле / Р. М. Васильев-Южин // Двигателестроение. – 1979. – № 2. – С. 3–5.

3. Вулис, Л. А. Термодинамика газовых потоков / Л. А. Вулис. – М.: Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.
4. Гальговский, В. Р. Исследование выпускных каналов дизелей / В. Р. Гальговский, И. Ф. Каракулина // Двигатели внутреннего сгорания. – Ярославль, 1975. – С. 69–81.
5. Гришин, Ю. А. Снижение газодинамических потерь на выпуске с целью улучшения экономичности дизеля / Ю. А. Гришин, Ю. А. Маслов, А. М. Савенков // Вестник машиностроения. – 1984. – № 6. – С. 47–49.
6. Дейч, М. Е. Техническая газодинамика / М. Е. Дейч. – М.: Госэнергоиздат, 1953. – 544 с.
7. Жуковский, В. С. Термодинамика / В. С. Жуковский; под ред. А. А. Гухмана. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 304 с.
8. Круглов, М. Г. Течение газов через выпускной клапан в надкритический период свободного выпуска / М. Г. Круглов, В. К. Чистяков // Известия вузов. Машиностроение. – 1970. – № П. – С. 83–88.
9. Круглов, М. Г. Продолжительность периода надкритического выпуска при импульсном наддуве / М. Г. Круглов, Я. А. Егоров, // Известия вузов. Машиностроение. – 1971. – № 4. – С. 104–109.
10. Мамонтов, М. А. Некоторые случаи течения газов по трубам, насадкам и проточным сосудам / М. А. Мамонтов. – Оборонгиз, 1951. – 490 с.
11. Овсянников, Ю. Р. Определение длительности периода надкритического выпуска в двигателях внутреннего сгорания / Ю. Р. Овсянников // Вопросы конструирования и исследования тракторов и тракторных двигателей. – Челябинск, 1974. – С. 142–148.
12. Погорелов, В. И. Газодинамические расчеты пневматических приводов / В. И. Погорелов. – Л.: Машиностроение, 1971. – 184 с.
13. Рудой, Б. П. Газовая динамика ДВС / Б. П. Рудой. – Уфа: Изд. УАИ им. Серго Орджоникидзе, 1983. – 52 с.: ил.

Балашов Андрей Алексеевич – д.т.н., доцент, кафедры ДВС, ФГБОУ ВПО «АлтГТУ им. И.И. Ползунова», aa_balashov10@mail.ru, тел. (3852) 36-75-86.

Брякотин Максим Эдуардович – к.т.н., кафедра ДВС, ФГБОУ ВПО «АлтГТУ им. И.И. Ползунова», maxbr@mail.ru, тел. (3852) 36-84-98.