

УДК 629.114.2

## ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ РАЗДЕЛЕНИЕМ ПОТОКОВ КАРТЕРНЫХ ГАЗОВ

Молодан А.А., инж.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Тел. (0619) 42-04-42

**Аннотация** – предложена методика определения процентной доли картерных газов из их общего числа, приходящихся на узел головки цилиндра «стержень клапана – направляющая втулка» на примере двигателя КамАЗ-740.

**Ключевые слова** – картерные газы, цилиндропоршневая группа, клапанный механизм, потоки картерных газов.

*Постановка проблемы.* Одним из важнейших элементов двигателя является цилиндропоршневая группа (ЦПГ), на ее долю приходится около 34-43% отказов (прорыв газов в картер двигателя). Для предупреждения возникновения отказов ЦПГ необходимо периодически проверять ее техническое состояние. Техническое состояние ЦПГ наиболее эффективно может оцениваться методом измерения утечки картерных газов.

Суть этого метода заключается в следующем: при износе деталей цилиндропоршневой группы (цилиндров, поршневых колец, поршней) или при появлении другой неисправности (поломка колец, закоксовывание колец, задиры цилиндров) нарушается герметичность надпоршневого пространства цилиндров двигателя. Поскольку функцию герметичности надпоршневого пространства обеспечивает не только ЦПГ, но и клапанная группа, необходимо учитывать в процессе диагностирования двигателя и такой структурный параметр, как зазор между клапаном и седлом, то есть герметичность клапана.

По мере того как часть газов из надпоршневого пространства может выходить либо во впускной или в выпускной коллектор через вышеуказанные зазоры, в зависимости от степени износа манжетных уплотнений и узла головки цилиндра «стержень клапана – направляющая втулка» картерные газы попадают в картер двигателя на различных этапах работы двигателя, особенно при такте выпуска отработавших газов.

*Анализ основных исследований.* Обзор литературы [1-5] показал, что для диагностирования цилиндропоршневой группы применяют различные методы и разнообразные, диагностические средства, которые, непрерывно совершенствуются благодаря новейшим достижениям науки и техники.

В настоящее время методы и средства технической диагностики позволяют определить техническое состояние механизмов автомобиля на момент диагностирования и не позволяют сразу же получить сведения о их безотказной работе. Тогда как измерение такого диагностического параметра, как «прорыв газа в картер», позволяет достаточно верно судить о мощности двигателя (основной рабочий параметр), о расходе топлива и масла (экономический параметр), о пусковых качествах двигателя и о техническом состоянии всех деталей цилиндропоршневой группы.

Техническое состояние же головки цилиндров, а именно клапанов и установочных мест под клапана, которые непосредственно влияют на определение количества газов в картере, определить сложно. В литературе [1] пренебрегают этим параметром и считают, что клапана идеально уплотняют надпоршневое пространство. И когда определяется количество газа [2, 4], прорывающегося в картер двигателя через зазоры в цилиндропоршневой группе никогда не учитывается та доля газов, попадающих в картер двигателя через зазоры в узле «стержень клапана – направляющая втулка» будь то во время сжатия и рабочего хода в цилиндре через зазоры между клапаном и седлом или во время выпуска отработавших газов.

*Формулировка целей статьи.* Целью исследования является повышение точности оценки технического состояния цилиндропоршневой группы путем разделения потоков картерных газов и уточнения процентной доли газов, проходящих сквозь зазоры клапанного механизма головки цилиндра. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи исследования:

- определить рабочие параметры при тактах сжатия, рабочего хода и выпуска отработавших газов из цилиндра;
- определение скорости и количества газов, проходящих сквозь зазоры в узле «стержень клапана – направляющая втулка» на всех режимах работы дизельного двигателя;
- определение процентной доли картерных газов, приходящихся на клапанный механизм головки цилиндра на примере двигателя КамАЗ-740;
- определить влияние погрешности измерения количества «картерных» газов на прогнозирование технического состояния цилиндропоршневой группы дизельного двигателя.

*Основной материал.* При определении процентной доли газов из

надпоршневого простору, проходящих через зазори в клапанном механизме головки цилиндра в картер двигателя необходимо рассмотреть возможные случаи, когда газы могут проходить через вышеуказанные зазоры.

При рассмотрении вариантов, когда газы могут проходить сквозь зазоры в клапанном механизме головки цилиндров надо учитывать пробег и возраст двигателя, т.к. при определенном пробеге у различных двигателей происходит в результате износа в паре трения «стержень клапана – направляющая втулка» увеличивается зазор и в зависимости от того, установлена ли манжета в этом узле газы начинают проходить в картер двигателя. Газы из надпоршневого пространства сквозь зазоры в клапанном механизме могут попадать в картер как минимум в двух случаях. Первый случай, когда газы выходят из надпоршневого пространства сквозь зазоры между клапаном и седлом, попадая соответственно во впускной и выпускной коллекторы и далее через узел трения «стержень клапана – направляющая втулка» и затем в картер двигателя. Второй случай, когда во время такта выпуска отработавших газов, газы из надпоршневого пространства попадая в выпускной коллектор, испытывая силу сопротивления выпускной системы, проходят через узел трения «стержень клапана – направляющая втулка» и затем в картер двигателя.

Необходимо разобрать оба случая и оценить количество «картерных» газов, проходящих через зазоры в клапанном механизме в картер двигателя. В своей статье мы будем рассматривать дизельный двигатель КамАЗ-740.

В качестве исходных данных для расчета нагрузочных дроссельных устройств (диафрагм) принимались значения недостающей индикаторной мощности одного работающего цилиндра, при бестормозном нагружении.

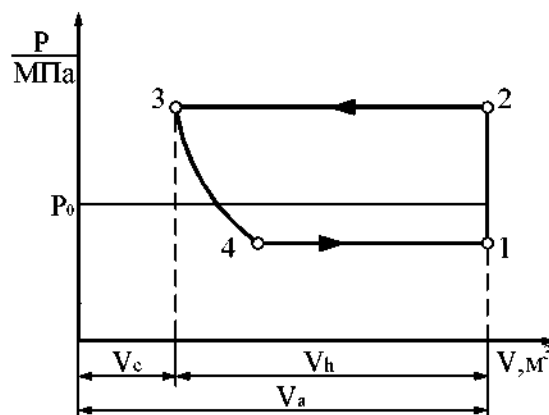


Рис. 1. Теоретический цикл заряда на выпуске:

$P_0$  - давление окружающей среды;  $P_1$  - абсолютное давление на изобарном впуске;  $P_2$  - абсолютное давление на выпуске

Выбор системы понятий и обозначений имеет существенное значение для практического применения расчетного метода. Трудность полного изложения этого вопроса заключается в большом разнообразии возможных систем и в громоздкости полного их анализа и обоснования наилучшей системы.

Принятая система заключается в следующем:

1. В течение бесконечно малого промежутка времени  $dr$  вследствие движения поршня происходит изменение  $dV$  объема цилиндра. Это изменение, как известно [6], независимо от протекания других процессов.

2. За тот же промежуток времени происходят изменения давления и температуры в цилиндре, связанные между собой адиабатической зависимостью  $T_p^{\frac{1-k}{k}} = const$ , или в дифференциальной форме

$$\partial_{aa}T = \frac{k-1}{k}T \frac{\partial p}{p}.$$

3. За тот же промежуток времени и цилиндр входит газ, объем которого  $\partial_a V$  измеряется при давлении в цилиндре и при фактической температуре, которую этот газ имеет после входа в цилиндр, без учета смешивания и теплообмена с газом, ранее находившимся в цилиндре.

4. За тот же промежуток времени из цилиндра выходит газ, объем которого  $\partial_a V$  также измеряется при давлении в цилиндре и при температуре, которую выходящий газ имел до выхода.

Выражение для элементарного объема  $\partial_a V$  выходящего газа получим следующим образом. Предположим [6], что протекание газа через выходное отверстие происходит адиабатически. Отклонения от этого допущения действительных процессов истечения газов в двигателях ничтожны. Если потребуется учесть теплообмен при истечении, а также сообщение тепла газу, вследствие трения (внутреннего и внешнего), то это может быть выполнено выбором численного значения коэффициента расхода.

При этом предположении скорость газа в минимальном сечении струи после отверстия (рис. 2) определяется одной из следующих формул, известных из термодинамики [6]

$$\omega_{a0} = \sqrt{2gR_a T_a \frac{k_a}{k_a - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} \right]}, \text{ м/с,}$$

при

$$\frac{p_{\dot{a}}}{p} > \beta_{\dot{a}} = \left( \frac{2}{k_{\dot{a}} + 1} \right)^{\frac{k_{\dot{a}}}{k_{\dot{a}} - 1}}, \quad (1)$$

или

$$\omega_{\dot{a}\dot{o}} = \sqrt{2g \frac{k_{\dot{a}}}{k_{\dot{a}} + 1} R_{\dot{a}} T_{\dot{a}}}, \text{ м/с}, \quad (2)$$

при

$$\frac{p_{\dot{a}}}{p} \leq \beta_{\dot{a}}, \quad (3)$$

где  $k_{\dot{a}} = \frac{c_p}{c_v}$  - показатель адиабаты;

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2;$$

$R_{\dot{a}}$  - характеристическая постоянная выходящего газа,  $\text{Дж/}^\circ\text{К}\cdot\text{моль}$ ;

$T_{\dot{a}}$  - температура выходящего газа до выхода его из цилиндра,  $^\circ\text{К}$ ;

$p_{\dot{a}}$  - давление после выходного отверстия, Па;

$\beta_{\dot{a}}$  - критическое отношение давлений;

$p$  - давление в цилиндре, Па;

$\mu_{\dot{a}}$  - коэффициент расхода при выходе газа.

В действительности скорости будут отличаться от теоретических значений, вследствие потерь на трение о стенки отверстия и между молекулами и вследствие теплообмена, и будут равны

$$\omega'_{\dot{a}\dot{o}} = \varphi \omega_{\dot{a}\dot{o}}, \quad (4)$$

где  $\varphi$  - скоростной коэффициент.

Площадь минимального сечения газовой струи

$$f_m = \alpha \cdot f_{\dot{a}}, \quad (5)$$

где  $f_{\dot{a}}$  - площадь сечений отверстия,  $\text{м}^2$ .

$\alpha$  - коэффициент сжатия струи.

Объем газа, проходящего через минимальное сечение струи, измеряемый при давлении и температуре в этом сечении должен быть приведен к условиям, в которых он находился непосредственно перед выходом из цилиндра.

$$\frac{dV_{\dot{a}\dot{o}}}{dr} = \mu_{\dot{a}} \omega_{\dot{a}\dot{o}} f_{\dot{a}}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (6)$$

Поэтому, предполагая по-прежнему адиабатическое истечение, получим [6]

$$\text{а) при } \frac{p_{\dot{a}}}{p} > \beta_{\dot{a}} = \left( \frac{2}{k_{\dot{a}} + 1} \right)^{\frac{k_{\dot{a}}}{k_{\dot{a}} - 1}},$$

$$\partial_{\dot{a}} V = - \frac{dV_{\dot{a}0}}{dr} \left( \frac{p_{\dot{a}}}{p} \right)^{\frac{1}{k_{\dot{a}}}} dr = - \mu_{\dot{a}} \sqrt{2gR_{\dot{a}}T_{\dot{a}} \frac{k_{\dot{a}}}{k_{\dot{a}} - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{\dot{a}}}{p} \right)^{\frac{k_{\dot{a}} - 1}{k_{\dot{a}}}} \right]} \left( \frac{p_{\dot{a}}}{p} \right)^{\frac{1}{k_{\dot{a}}}} f_{\dot{a}} dr; \quad (7)$$

$$\text{б) при } \frac{p_{\dot{a}}}{p} \leq \beta_{\dot{a}},$$

$$\partial_{\dot{a}} V = - \frac{dV_{\dot{a}0}}{dr} \left( \frac{\beta_{\dot{a}} p}{p} \right)^{\frac{1}{k_{\dot{a}}}} dr = - \mu_{\dot{a}} \sqrt{2g \frac{k_{\dot{a}}}{k_{\dot{a}} - 1} R_{\dot{a}} T_{\dot{a}} \beta_{\dot{a}}^{\frac{1}{k_{\dot{a}}}} f_{\dot{a}}}. \quad (8)$$

Давление и другие параметры газа в граничных сечениях изменяются в продолжение цикла в широких пределах вследствие нестационарности течения газа в выпускном трубопроводе. Однако в приближенных расчетах и в общем анализе процессов газообмена давление за выпускным клапаном принимают постоянным и равным среднему условному давлению за цикл. Давление за выпускным клапаном больше атмосферного на величину гидравлического сопротивления выпускного трубопровода и глушителя шума на выпуске.

Периоды газообмена различают, руководствуясь величиной и направлением скорости в выпускных клапанах и направлением движения поршня на два вида: свободный и принудительный выпуски.

*Свободный выпуск* начинается от начала открытия выпускного клапана до н.м.т. продолжается свободный выпуск. Истечение газов из цилиндра при увеличении его объема происходит вследствие того, что давление в начале в выпускном патрубке. В начале открытия выпускного клапана давление  $p_b = 0,3 \div 0,8$  МПа и перепад давления в выпускном клапане меньше критического

$$p_{\dot{a}}/p < (p_{\dot{a}}/p)_{kp} = [2/(k+1)]^{k/(k-1)}.$$

В надкритической области истечение из цилиндра через отверстие происходит с критической скоростью, равной местной скорости звука в минимальном сечении потока выпускного клапана и в критическом сечении узла трения «стержень клапана – направляющая втулка», которое располагается на небольшом расстоянии от входа в канал за минимальным сечением клапанной

щели. Приблизительно критическую скорость можно вычислить, принимая течение на участке выпускного канала до критического сечения квазистационарным, одномерным и изоэнтропным  $\omega_{kp} = \sqrt{[2k/(k+1)]RT}$ .

Вследствие расширения газов в цилиндре их температура понижается, а следовательно, уменьшается и критическая скорость. Истечение с критической скоростью продолжается, пока перепад давления не сравняется с критическим. Если принять показатель адиабаты для продуктов сгорания  $k=1,3$ , то получим  $(p_a/p)_{kp} = 0,5457$ . Температура газов в цилиндре в начале свободного выпуска  $T_b = 1600 \div 1000$  К, и, следовательно, критическая скорость будет равна 720-550 м/с.

О режиме течения в выпускном клапане нельзя вполне достоверно судить по отношению среднего давления в цилиндре. Во время свободного выпуска в выпускном патрубке образуется волна давления большой амплитуды и критический режим течения, когда  $(p_a/p) = (p_a/p)_{kp}$ , наступает до н.м.т., а после н.м.т. перепад давления и скорость понижаются до значений, характерных для принудительного выпуска.

*Принудительный выпуск* продолжается от нижней до верхней мертвой точки. Скорость истечения газов и перепад давления в выпускном клапане определяются в основном скоростью движения поршня и отношением площади поперечного сечения клапанной щели к площади поршня. Эта скорость существенно зависит также от характера нестационарного потока газов в выпускном трубопроводе. Средняя скорость в клапанной щели составляет 80-250 м/с. Температура газов в цилиндре во время второй части выпуска, когда давление изменяется мало, остается приблизительно постоянной.

Выпуск продуктов сгорания и их заброс во впускной трубопровод продолжаются и после в.м.т., пока давление в цилиндре остается больше давления за выпускным и перед впускными клапанами. Поэтому наполнение цилиндра в поршневых двигателях начинается с запозданием – после в.м.т.

Расчет расхода газа в выпускных клапанах и окнах (каналах) выполняют в рамках одномерной теории. Подобные методы расчетов сложных трехмерных течений на ограниченных участках трубопроводов со сложной конфигурацией широко применяют в гидравлике благодаря их простоте и доступности.

Течение в выпускном канале имеет явно выраженный нестационарный и трехмерный характер, тем не менее в расчетах используют уравнения одномерного стационарного течения газа,

основываясь на предположении, что на коротком участке канала в пределах конечного достаточно малого интервала времени течение можно считать квазистационарным. Для уточнения расчетов вводят опытные коэффициенты.

На суживающемся участке потерями всех видов и теплообменом со стенками пренебрегают и применяют уравнение Бернулли для одномерного энергоизолированного изэнтропного стационарного потока газа

$$\frac{k}{k-1} \frac{p_M}{\rho_M} + \frac{\omega_t^2}{2} = \frac{k}{k-1} \frac{p_1^*}{\rho_1^*}, \quad (9)$$

где  $\omega_t$  - скорость идеального потока газа в минимальном поперечном сечении клапанной щели;

$p_M$  и  $\rho_M$  - соответственно давление и плотность газа в том же сечении.

Секундный расход газа определим [7] по параметрам идеального потока в минимальном поперечном сечении клапанной щели  $f_M$ , тогда  $G_t = \rho_M \omega_t f_M$ . Для впускного канала  $f_M = f_{\bar{a}}$ , а для выпускного  $f_M = f_{\bar{a}}$ . Отличие действительного расхода газа от теоретического учитывают коэффициентом расхода  $\mu = G_{\text{н\ddot{a}e}}/G_t$ .

Искомые значения абсолютных давлений на выпуске,  $p_2$ , соответствующие установленным в табл. 1 значениям частоты вращения двигателя, могут быть вычислены из зависимости (9), с учетом значений параметров дизеля КамаЗ ( $\varepsilon = 17$ ,  $k_{\bar{a}} = 1,3$  [9-11]) и результатов теплового расчета ( $p_1 = p_2 = 0,089$  МПа).

В данном конкретном случае решение имеет один корень. Погрешность вычисления устанавливаем равной  $\Delta = 10^{-5}$ , исходя из требований ГОСТ 118509-80 [11], согласно которому погрешности при вычислении  $p$  не должны превышать 0,5%.

На рис. 2 приведена исходная расчетная модель выпускного тракта дизеля КамаЗ-740.

Скорости и объемы газа в проходных сечениях выпускного тракта и в клапанном механизме определяются при совместном решении уравнений неразрывности и сохранения энергии газового потока, которые применяются в теории ДВС [6, 8]:

$$f_1 \omega_1 \rho_1 = f_n \omega_n \rho_n ; \quad (10)$$

$$\frac{\omega_n^2}{2g} - \frac{\omega_1^2}{2g} + Z_n - Z_1 + \frac{n}{\rho_n} - \frac{1}{\rho_1} = 0, \quad (11)$$



где  $f_1$  и  $f_n$  - площади первого и  $n$ -ого сечений выпускного тракта дизеля КамАЗ-740;

$\omega_1$  и  $\omega_n$  - скорости потока в первом и  $n$ -ом сечении выпускного тракта;

$\rho_1$  и  $\rho_n$  - плотности газового потока в первом и  $n$ -ом сечении выпускного тракта;

$Z_1$  и  $Z_n = 0$  - принято в теории ДВС [6];

$P_1$  и  $P_n$  - давления в первом и  $n$ -ом сечении выпускного тракта.

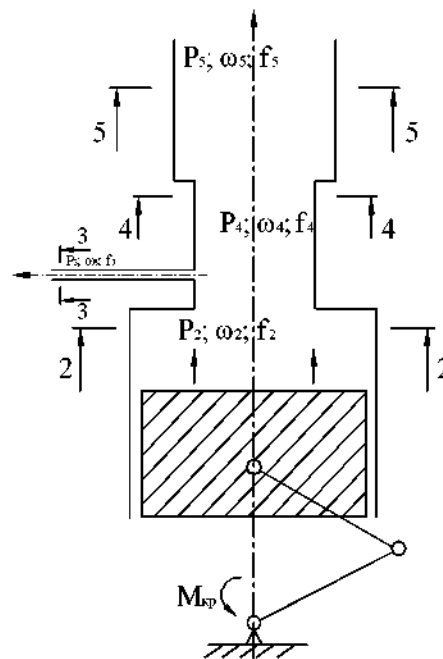


Рис. 2. Исходная расчетная модель выпускного тракта двигателя КамАЗ-740

Погрешность вычислений из-за пренебрежения нестационарностью и неадиабатичностью истечения, как подтвердила расчетная оценка, не превышает 1%, что приемлемо.

Решив совместно зависимости (10) и (11) относительно площади проходного сечения в узле «стержень клапана – направляющая втулка», получим расчетное уравнение для определения  $\omega_3$  и  $\partial_{\partial\partial} V$ , м<sup>2</sup>

$$\omega_3 = \left( \frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{1}{k_a}} \frac{\omega_2 f_2}{f_3} - \left( \frac{p_5}{p_3} \right)^{\frac{1}{k_a}} \frac{\omega_5 f_5}{f_3}, \quad (12)$$

где  $f_2$  и  $f_4$  - соответственно площадь сечения цилиндра и сечения выпускного канала, м<sup>2</sup>;

$p_2$  и  $p_5$  - соответственно абсолютное давление на выпуске из цилиндра и давление в выпускном коллекторе (противодавление), Па;

$g$  - ускорение силы тяжести,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$\gamma$  - удельный вес газа (воздуха) в цилиндре двигателя при нормальных условиях,  $\gamma = 11,814 \text{ Н/м}^3$ ;

$\mu$  - коэффициент расхода,  $\mu = 0,65$  [6].

Результаты расчетов представлены в табл. 1.

Таблица 1  
Значения площадей проходного сечения и диаметров  
нагрузочных диафрагм

Частота вращения ко-валы, $n$ , $\text{мин}^{-1}$	Давление в выпускном коллекторе [8], $P_5$ , Па	Скорость газа в цилиндре [8], $\omega_2$ , $\text{м/с}$	Площадь сечения цилиндра [8], $f_2$ , $\text{м}^2$	Площадь сеч. вып. канала [8], $f_4$ , $\text{м}^2$	Площадь сеч. в узле стержня клапана, $f_3$ , $\text{м}^2$	Скорость газа в проходном сечении клапана, $\omega_3$ , $\text{м/с}$	Расход «картерного» газа через клапанный механизм, $\partial_{\text{кк}}V$ , $\text{л/мин}$
Для новых и отремонтированных двигателей							
1800	103991	7,2	0,01131	0,00138	$0,23 \cdot 10^{-5}$	140	1
2000		8,0				145	1,04
2200		8,8				152	1,09
2400		9,6				165	1,18
2600		10,4				172	1,23
Для изношенных двигателей							
1800	103991	7,2	0,01131	0,00138	$0,41 \cdot 10^{-5}$	140	13,6
2000		8,0				145	14,8
2200		8,8				152	16,09
2400		9,6				165	17,18
2600		10,4				172	17,23

#### Выводы.

1. В результате исследования определены параметры в двигателе при тактах сжатия, рабочего хода и выпуска отработавших газов из цилиндра;

2. Определены скорости и количество газов, проходящих сквозь зазоры в узле «стержень клапана – направляющая втулка» на всех режимах работы отремонтированных и изношенных дизельного двигателя;

3. Процентная доля картерных газов [12, 13], приходящихся на клапанный механизм головки цилиндра, на примере двигателя КамАЗ-740 составляет для новых и качественно отремонтированных двигателей составляет 5-7%, для изношенных 15-20%, а иногда достигает 25-30%, в зависимости от степени износа;

4. При измерения количества «картерных» газов необходимо

учитывать поправку на износ клапанного механизма, который влечет за собой относительную ошибку при прогнозировании технического состояния цилиндропоршневой группы дизельного двигателя, которая может составлять до 20%.

#### Литература

1. *Сараева И.Ю.* Усовершенствование процесса диагностирования цилиндропоршневой группы и герметичности клапанов бензинового двигателя автомобиля: дис... канд. техн. наук: 05.22.20 / *И.Ю. Сараева.* – Харьков, 2006. – 262 с.
2. ГОСТ 23435-79. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Номенклатура диагностических параметров. С 01.01 1980. – 8 с.
3. ГОСТ 25044-81. Диагностирование автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных, строительных и дорожных машин. Основные положения. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 9 с.
4. *Спичкин Г.Я.* Диагностика технического состояния автомобиля / *Г.Я. Спичкин* // Учеб. пособие для сельск. проф.-техн. училищ. – М.: Высшая школа, 1975. – 304 с.
5. Диагностика автотракторных двигателей. Изд. 2-е, перераб. и доп. / Под ред. Н.С. Ждановского. – Л.: Колос, 1977. – 264 с.
6. *Глаголев Н.М.* Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания / *Н.М. Глаголев.* – М.: К.: Машгиз, 1950. – 179 с.
7. *Орлин А.С.* Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей: Учебник / *А.С. Орлин, М.Г. Круглов.* – М.: Машиностроение, 1983. – 95 с.
8. *Тимченко А.И.* Методика безостановочной приработки двигателя: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10 / *А.И. Тимченко.* – Харьков, 1997. – 164 с.
9. *Колчин А.И.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Учеб. пособие для ВУЗов / *А.И. Колчин, В.П. Демидов.* – М. Высшая школа, 1971. – 127 с.
10. Автомобильные двигатели / Под ред. М.С. Ховаха. – М.: Машгиз, 1958. – 287 с.
11. ГОСТ 18509-80. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. – М., 1980. – 34 с.
12. *Полянский А.С.* Совершенствование средств диагностирования цилиндропоршневой группы дизельного двигателя / *А.С. Полянский, В.М. Третьяк, А.А. Молодан, А.С. Жижирий* // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць. – Харків, 2007. – Вип. 51. – С. 55–62.
13. *Полянский А.С., Молодан А.А.* Совершенствование методов измерения количества картерных газов двигателя / *А.С. Полянский,*

*А.А. Молодан* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: Зб. наук. праць, Вип. 9. – Т. 1. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – С. 109–113.

## **ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЦИЛІНДРОПОРШНЕВОЇ ГРУПИ РОЗДІЛЕННЯМ ПОТОКІВ КАРТЕРНИХ ГАЗІВ**

Молодан А.А.

*Анотація* – запропонована методика визначення процентної долі картерних газів з їх загальної кількості, що приходяться на вузол голівки циліндра «стрижень клапана – напрямна втулка» на прикладі двигуна КамАЗ-740.

## **IMPROVMENT OF ACCURACY OF ASSESSMENT OF THE TECHNICAL STATE OF CYLINDER GROUP OF CRANKCASE GASE**

A. Molodan

### *Summary*

**Technique of determining the percentage of crankcase gases of the total for the cylinder head joint "valve stem - guide bush" is proposed for an example of the engine KamAZ-740 engine.**