

### Литература

1. Лиханов В.А., Лопатин О.П. Исследование показателей процесса сгорания в тракторном дизеле при применении природного газа и рециркуляции, метано- и этано-топливных эмульсий// Тракторы и сельхозмашины. – 2015. - №9.
2. Фомин В.М., Апельинский Д.В. Повышение эффективности использования энергии альтернативных топлив// Тракторы и сельхозмашины. – 2015. - №7.
3. Лиханов В.А., Девятьяров Р.Р., Копчиков В.Н. и др. Образование оксидов азота в дизеле при работе на метаноле и метиловом эфире рапсового масла// Тракторы и сельхозмашины. – 2015. - №5.
4. Марков В.А., Акимов В.С., Шумовский В.А., Маркова В.В. Влияние состава смесового биотоплива на параметры процесса впрыскивания топлива в дизеле// Тракторы и сельхозмашины. – 2014. - №10.
5. Фомин В.М. Анализ технологий химического преобразования альтернативных источников энергии в моторное топливо// Тракторы и сельхозмашины. – 2014. - №12.
6. Тельдеш Ю., Лесны Ю. Мир ищет энергию. – М. : Мир, 1985. – с. 439.
7. Устименко В. С., Ковалев С. О., Бейко О. А. Перспективи і проблеми розширення використання біопалив автомобільним транспортом України // Автошляховик України, 2003, № 2.
8. Leuchs M. Probleme beim Motorenbetrieb mit schwankender Gasgualitat. - VDI - Ber., 1982, № 459, p. 49 - 51.
9. Clark S. J. Marr Jerry, Schrock Mark. Anaerobic digester gas fueling of spark ignition engines. – Winter Meet. Amer. Soc. Agr. Eng., 1985, № 3569, p. 1 - 32.
10. Chen Xiaofu. A review of the stude on alcohol fuels for automotive engines. – SAE Techn Pap / Ser., 1989, № 890433, p. 1 - 6.
11. Васильев Ю. Н., Золоторевский Л. С., Ксенофонтов С. И. Улучшение эксплуатационных и экономических показателей газотранспортного оборудования. – М. : 1988. – с. 45 - 53.
12. Il propellente metane e il motore// Congr. espos int impiego metano transp. Bologna, 21 - 23 sett., 1984.
13. Диб Рамадан. Исследование работы легкового автомобиля на биогазе (на примере автомобиля ВАЗ 2103). - Дисс...канд. техн. наук. - Харьков, 1997.
14. Строков О.П., Тимченко І.І. та ін. Наукові основи використання біогазу як альтернативного палива в енергетичних транспортних установках. Звіт про науково-дослідну роботу (проміжний). Харків, ХНАДУ, 2003.

### **Методика расчета детонации в цилиндре биогазового двигателя с искровым зажиганием**

Ларионов Л.Б.<sup>1</sup>, д.т.н. Болоев П.А.<sup>2</sup>, Ильин П.И.<sup>2</sup>, к.т.н. доц. Кабанов А.Н.<sup>3</sup>, Сиряева И.В.<sup>4</sup>,  
к.т.н., доц. Паламодов Е.О.<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова,

<sup>2</sup>Иркутский Государственный аграрный университет им. А.А. Ежевского,

<sup>3</sup>Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,

<sup>4</sup>Забайкальский аграрный институт филиал

Иркутского Государственного аграрного университета им. А.А. Ежевского,

[siryeva2011@mail.ru](mailto:siryeva2011@mail.ru)

**Аннотация.** В данной статье рассмотрен биогаз полученный путем переработки навоза крупного рогатого скота. Полученный биогаз был обогащен и компримирован до уровня природного газа.

**Ключевые слова:** биогаз, процесс сгорания, характеристика тепловыделения, искровое зажигание, турбонаддув, токсичность, эмпирическое уравнение, биогазовая технология, крутящий момент.

При проектировании биогазового двигателя на базе дизеля, оснащенного системой искрового зажигания и системой газотурбинного наддува, выбор оптимальных значений степени сжатия – ( $\varepsilon$ ) и степени повышения давления при наддуве – ( $\pi_k$ ) является одной из важнейших задач. Рациональное сочетание приведенных конструктивных и регулировочных параметров определяет не только высокие технико-экономические и экологические показатели, но и надежность всей силовой установки.

Повышение  $\varepsilon$  в биогазовых двигателях с искровым зажиганием способствует росту эффективной мощности и снижению удельного эффективного расхода топлива. Однако одним из основных факторов, ограничивающих увеличение  $\varepsilon$ , является возникновение детонации. Вторым ограничивающим фактором является величина  $\pi_k$ , которая оказывает влияние не только на возникновение детонации, но и на показатели надёжности работы и долговечности деталей двигателя.

Влияние данных факторов особенно существенно для биогазовых ДВС на базе тяжёлых дизелей с большим диаметром цилиндра ( $D > 100$  мм), вследствие последнего обстоятельства имеющим большую склонность к детонации, чем малолитражные двигатели.

Высокие технико-экономические и экологические показатели биогазового ДВС с искровым зажиганием будут обеспечены только в том случае, когда двигатель будет работать на границе детонации, а ее отсутствие будет обеспечиваться соответствующими настройками  $\pi_k$  и УОЗ. Это делает рациональный выбор  $\varepsilon$  и  $\pi_k$  актуальной задачей для ДВС данного типа.

Расчётное определение оптимальных значений  $\varepsilon$  и  $\pi_k$ .

В настоящее время для выполнения этой задачи создан ряд математических моделей, позволяющих моделировать возникновение детонации. В работе [1] для выбора величины  $\varepsilon$  приводится эмпирическая зависимость, при которой обеспечивается работа двигателя без детонации:

$$\varepsilon = 10 - 0,0420 \cdot t_{\text{вх}} + 5,6 \cdot (\alpha - 1), \quad (1)$$

где:  $t_{\text{вх}}$  – температура топливоздушнoй смеси на входе в цилиндр, °С;  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха ( $\alpha \geq 1$ ).

Однако зависимость (1), созданная для двигателей различных классов и размерностей, не всегда обеспечивают достаточную точность расчёта. Кроме того, она не учитывает влияние  $\pi_k$ , которое также оказывает существенное влияние на появление детонации.

Для оценки возникновения детонации в двигателе с искровым зажиганием существует ряд научных направлений, основанных на эмпирических или полуэмпирических зависимостях. Одним из представителей данного направления, по оценке условий возникновения детонации, является научное направление, которое сводит задачу моделирования возникновения детонации к расчёту периода задержки самовоспламенения несгоревшей топливоздушной смеси в цилиндре двигателя [2]:

$$\tau = X_1 \cdot p^{-X_2} \cdot \exp\left(\frac{X_3}{T_u}\right), \quad (2)$$

где:  $p$  – давление в цилиндре двигателя в процессе сгорания, Па;  $T_u$  – температура смеси в несгоревшей зоне, К;  $X_1, X_2, X_3$  – эмпирические коэффициенты.

Однако сведение моделирования детонации к расчёту только момента её возникновения после начала сгорания имеет ряд существенных недостатков. Например, существенную роль в процессе детонации играет её интенсивность: она может затухнуть непосредственно после её возникновения, либо же может продолжать нарастать.

Следовательно, для моделирования детонации желательно использовать критерии, учитывающие не только момент возникновения детонации, но и её интенсивность. Так в работе [3] предложено уравнение для расчёта так называемого «критического порога самовоспламенения», определяющего возникновение детонации в двигателе:

$$I_K = \frac{1}{\omega} \int_{\varphi_{1c}}^{\varphi_K} p^\alpha \cdot e^{\left(\frac{b}{T_{ub}}\right)} \cdot d\varphi = const, \quad (3)$$

где:  $\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с;  $p$  – давление в цилиндре дви-

гатель, Па;  $e$  – основание натурального логарифма;  $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала, град. ПКВ;  $a, b$  – эмпирические коэффициенты;  $\varphi_{IC}$  – угол начала сгорания;  $\varphi_K$  – текущий угол поворота коленчатого вала в процессе сгорания.

Использование зависимости (3) осложняется наличием в ней эмпирических констант.

Таким образом, для выбора величины  $\varepsilon$  и  $\pi_k$  в биогазовом двигателе с искровым зажиганием рационально использовать подход, предложенный в [4, 5, 6, 7], который основывается на понятии критерия детонации.

Критерий детонации представляет собой отношение:

$$K_d = \frac{e_{sm}}{e_g}, \quad (4)$$

где:  $e_{sm}$  – энергия единицы объема несгоревшей смеси, кДж/м<sup>3</sup>;  $e_g$  – энергия, выделившаяся при сгорании, отнесенная к единице рабочего объема цилиндра, кДж/м<sup>3</sup>.

Полная энергия единицы объема несгоревшей смеси (кДж/м<sup>3</sup>):

$$e_{sm} = \frac{E_{sm}}{V_c}, \quad (5)$$

где:  $E_{sm}$  – полная энергия, выделившаяся в процессе предпламенных реакций в несгоревшей смеси, кДж;  $V_c$  – объем камеры сгорания, м<sup>3</sup>.

Энергия, отнесенная к единице рабочего объема цилиндра, выделившаяся при сгорании (кДж/м<sup>3</sup>):

$$e_g = \frac{E_g}{V_h}, \quad (6)$$

где:  $E_g$  – полная энергия, выделившаяся при сгорании кДж;  $V_h$  – рабочий объем, м<sup>3</sup>.

Полная энергия несгоревшей смеси в любой момент времени (кДж):

$$E_{sm} = (h - h'_c) \cdot M_u, \quad (7)$$

где:  $h'_c$  – удельная энтальпия несгоревшей смеси в момент начала сгорания, кДж/кг;

$h$  – удельная энтальпия несгоревшей смеси в любой момент времени, кДж/кг;

$M_u$  – масса несгоревшей смеси, кг.

Энергия, выделившаяся в процессе полного сгорания ( $\alpha \geq 1$ ) (кДж):

$$E_g = H_u \cdot M_F, \quad (8)$$

где:  $H_u$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;  $M_F$  – масса топлива, поступившего в цилиндр за цикл, кг.

Таким образом, уравнение критерия детонации (4) можно представить в следующем виде:

$$K_d = \frac{(h-h'_c) \cdot \frac{M_u}{V_c}}{H_u \cdot \frac{M_F}{V_h}}. \quad (9)$$

С учетом того, что  $V_h / V_c = \varepsilon - 1$ , а  $M_u / M_F = 1 - x$ , получим:

$$K_d = \frac{(h-h'_c) \cdot M_u}{H_u \cdot M_F} \cdot (\varepsilon - 1), \quad (10)$$

или

$$K_d = \frac{(h-h'_c)}{H_u} \cdot (1 - x) \cdot (\varepsilon - 1). \quad (11)$$

Для расчета энтальпии несгоревшей смеси использовались зависимости из [6]. Данные полиномы имеют следующий вид:

$$\begin{cases} h_{O_2} = -2,5870073 + 0,033214423 \cdot T_u + 1,0425912 \cdot 10^{-6} \cdot T_u^2; \\ h_{H_2} = -0,7149237 + 0,028833147 \cdot T_u + 1,2621346 \cdot 10^{-6} \cdot T_u^2; \\ h_{N_2} = -2,3789539 + 0,032692841 \cdot T_u + 6,0536696 \cdot 10^{-7} \cdot T_u^2; \\ h_{CO_2} = -9,2705642 + 0,052691304 \cdot T_u + 1,3193256 \cdot 10^{-6} \cdot T_u^2; \\ h_{CH_4} = -19,986338 + 0,067919649 \cdot T_u + 6,765695 \cdot 10^{-6} \cdot T_u^2; \\ h_{H_2O} = -4,3659991 + 0,039466778 \cdot T_u + 2,5805102 \cdot 10^{-6} \cdot T_u^2. \end{cases} \quad (12)$$

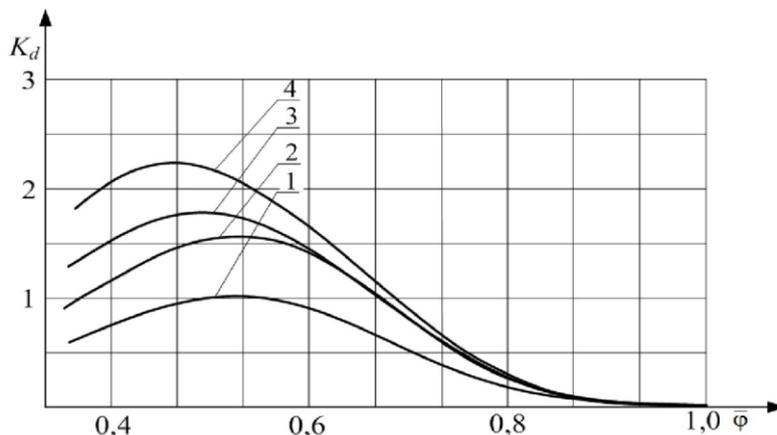
Исходя из вышесказанного, для расчета критерия детонации необходимо знать изменения температуры несгоревшей смеси в процессе сгорания. Кроме того, используя температу-

ру несгоревшей смеси, можно косвенно учитывать влияние на детонацию в двигателе различных факторов:

- температуры охлаждающей жидкости;
- коэффициента остаточных газов;
- коэффициента избытка воздуха, нагрузки и др.

Для определения температуры несгоревшей смеси расчетным методом используется двухзонная модель, в которой принято допущение, что температура несгоревшей смеси в процессе сгорания одинакова по всему объему.

Критерий  $K_d$  не является константой, а изменяется в течение процесса сгорания. Как можно видеть из рисунка 1, изменение критерия детонации в течение процесса сгорания представляет собой колоколообразную кривую.



**Рисунок 1. Изменение критерия детонации в процессе сгорания двигателя ЯМЗ-236 (режим  $M_{emax}$ ): 1 –  $\theta = 29$  град. ПКВ до ВМТ;  $\pi_k = 1$ ;  $r_{CO_2} = 0,2$ ; 2 –  $\theta = 40$  град. ПКВ до ВМТ;  $\pi_k = 1,2$ ;  $r_{CO_2} = 0,2$ ; 3 –  $\theta = 35$  град. ПКВ до ВМТ;  $\pi_k = 1,3$ ;  $r_{CO_2} = 0,1$ ; 4 –  $\theta = 40$  град. ПКВ до ВМТ;  $\pi_k = 1,5$ ;  $r_{CO_2} = 0,1$**

Научный интерес представляет его максимальное значение в процессе сгорания  $K_{dmax}$ , которое и определяет появление детонации на режиме. Чем больше значение  $K_{dmax}$ , тем сильнее детонация на режиме, и тем меньше значение относительного угла сгорания, соответствующего  $K_{dmax}$ .

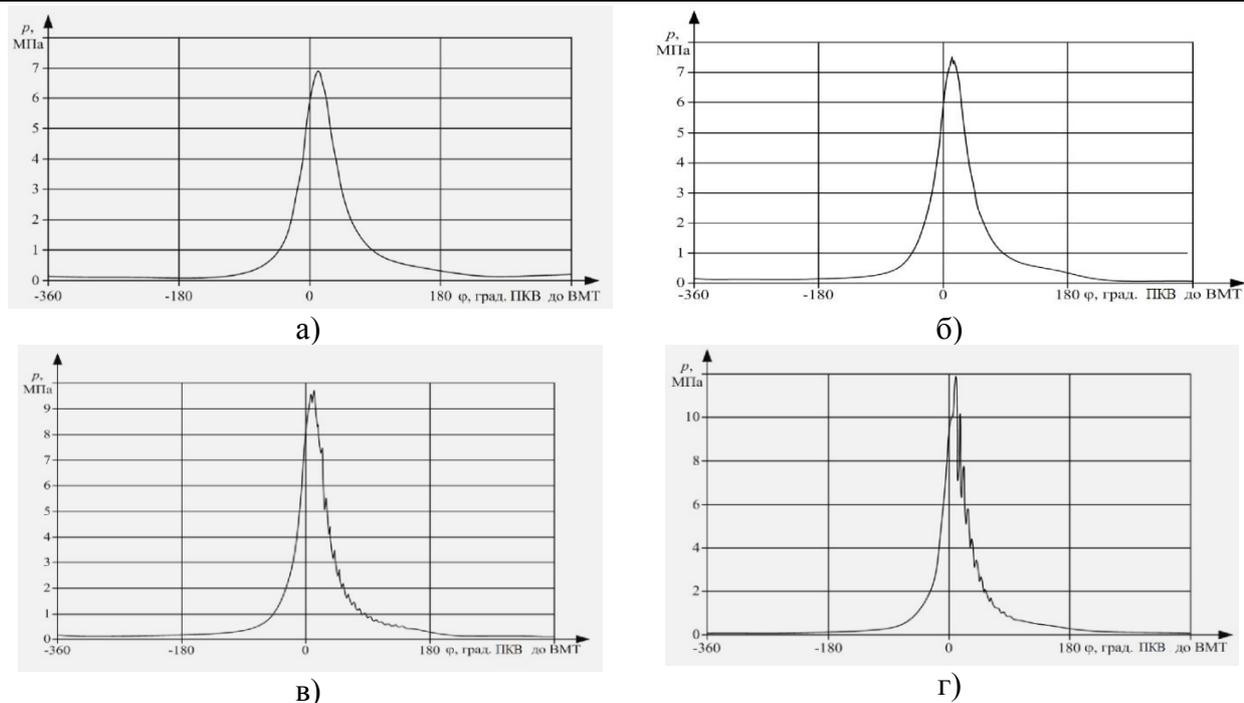
Из анализа литературных источников [4, 8] становится очевидным, что в двигателе с постоянной степенью сжатия значение  $K_{dmax}$  будет максимальным при максимальном значении коэффициента наполнения ( $\eta_v$ ) и при коэффициенте избытка воздуха, обеспечивающим максимальное значение среднего индикаторного давления ( $p_i$ ). В ДВС с искровым зажиганием эти условия обеспечиваются на режиме максимального крутящего момента ( $M_{emax}$ ).

Многочисленные экспериментальные исследования показывают, что в ДВС, работающем на природном газе, пограничное значение критерия детонации составляет  $K_{dmax} = 1,5$  [10]. Для выяснения пограничного значения критерия детонации для биогазового ДВС было выполнено экспериментальное исследование с использованием стенда на базе ЯМЗ-236, переоборудованного на биогаз.

Исследование состояло в серии экспериментов на режиме  $M_{emax}$  ( $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\varphi_{др} = 100\%$ ;  $\alpha = 1,0$ ) с изменением значения степени повышения давления при наддуве в диапазоне  $\pi_k = 1 \dots 2$  с шагом  $\Delta\pi_k = 0,1$ . Степень сжатия в двигателе составляла  $\varepsilon = 12$ . Данный эксперимент проводился для 4-х значений  $r_{CO_2}$ :  $r_{CO_2} = 0$ ;  $r_{CO_2} = 0,1$ ;  $r_{CO_2} = 0,2$ ;  $r_{CO_2} = 0,3$ .

Максимальное значение  $\pi_k$  принято равным  $\pi_k = 2$ , так как при дальнейшем его увеличении необходимо применять конструктивные меры по укреплению деталей КШМ и ЦПГ, чтобы они могли выдерживать возросшие механические нагрузки.

На рисунке 2 приведены индикаторные диаграммы, полученные при выполнении данного исследования. Эти диаграммы соответствуют кривым изменения  $K_d$  в процессе сгорания, приведенным на рисунке 1.



**Рисунок 2. Индикаторные диаграммы, соответствующие разным значениям критерия детонации: а - без детонации ( $K_d = 1,0$ ;  $\pi_k = 1$ ;  $r_{CO_2} = 0,2$ ); б - пограничная детонация ( $K_d = 1,5$ ;  $\pi_k = 1,2$ ;  $r_{CO_2} = 0,2$ ); в - детонация ( $K_d = 1,8$ ;  $\pi_k = 1,3$ ;  $r_{CO_2} = 0,1$ ); г - сильная детонация ( $K_d = 2,5$ ;  $\pi_k = 1,5$ ;  $r_{CO_2} = 0,1$ )**

Выполненное исследование показало, что пограничной детонации в биогазовом ДВС (также и в двигателе, работающем на природном газе) соответствует значение критерия детонации, равное  $K_d = 1,5$ .

Как правило, для двигателя, оснащенного газотурбинным наддувом возникает проблема согласования степени сжатия ( $\varepsilon$ ) и степени повышения давления в компрессоре при наддуве ( $\pi_k$ ), так как последний фактор также сильно влияет на вероятность возникновения детонации в двигателе с искровым зажиганием. В литературных источниках [6, 8, 9, 10] приведен большой объём данных о влиянии  $\varepsilon$  на характеристики, описывающие изменение критерия детонации в процессе сгорания.

В [11] приведена информация о влиянии  $\pi_k$  на значения  $K_d$  в газовом ДВС. Однако для биогазового двигателя такая информация отсутствует. Соответственно, возникает задача поиска оптимальных сочетаний  $\varepsilon$  и  $\pi_k$  в биогазовом ДВС для разных значений  $r_{CO_2}$ . Данное исследование целесообразно выполнять на режиме  $M_{emax}$  как наиболее склонном к детонации.

В [11] показано, что для двигателя 6ГЧН13/14, работающего на природном газе, оптимальным является сочетание  $\varepsilon = 11,8$  и  $\pi_{kmax} = 1,45$ . Исходя из потенциальной возможности заправки ДВС природным газом, а также с учётом того, что природный газ более склонное к детонации топливо, чем биогаз, целесообразно принять степень сжатия биогазового ДВС ЯМЗ-236  $\varepsilon = 12$ , а при увеличении  $r_{CO_2}$  увеличивать значение  $\pi_k$ .

Для получения зависимости  $K_{dmax}$  от  $\pi_k$  при разных  $r_{CO_2}$  было выполнено экспериментальное исследование. Данное исследование выполнялось для четырёх составов биогаза ( $r_{CO_2} = 0$ ;  $r_{CO_2} = 0,1$ ;  $r_{CO_2} = 0,2$ ;  $r_{CO_2} = 0,3$ ), при варьировании  $\pi_k$  диапазоне  $\pi_k = 1 \dots 2$  с шагом  $\Delta\pi_k = 0,1$ . Максимальное значение  $\pi_k = 2$  связано с тем, что при дальнейшем его увеличении необходимо принимать меры по увеличению механической прочности деталей КШМ и ЦПГ.

### Выводы

1. Для определения оптимальных величин степени сжатия и степени повышения давления при наддуве принят подход с использованием критерия детонации.
2. С помощью критерия детонации выполнен выбор степени сжатия для тяжёлого биогазо-

вого ДВС с наддувом. На основании анализа экспериментальных данных предложена методика выбора значения  $\pi_k$  в зависимости от содержания  $\text{CO}_2$  в биогазе для данного типа ДВС.

### Литература

1. Быков Г.А. Детонационные ограничения при использовании альтернативных топлив в двигателях с искровым зажиганием // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1995. – № 3. – С. 3 – 9.
2. Lindstrom F. Empirical Combustion Modeling in SI Engines: thesis: MMK 2005:19 / F. Lindstrom. – Stockholm, 2005. – 126 p.
3. Franzke D. E. Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze: dissertation / Franzke D. E. – Munchen, 1981. – 210 p.
4. Кузьменко А. П. Покращення показників малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням за рахунок вибору параметрів, що визначають процес згоряння: автореф. дис. на здобуття наук ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки». – Харків, 2012. – 20 с.
5. Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н., Липинский М.М. Выбор степени сжатия и давления наддува газового двигателя средней мощности с искровым зажиганием // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С. 8 – 13.
6. Gao J. Knock Modelling in S.I. Engines: PhD thesis: 115.01.02 / Gao Juan. University of Calgary, 1993. – 230 p.
7. Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н., Кузьменко А.П., Липинский М.С. Критерий детонации в газовом двигателе с высокоэнергетической системой зажигания // Автомобильный транспорт. – 2011. – № 28. – С. 43 – 51.
8. Attar A. A. Optimization and Knock Modelling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine: PhD thesis: 115.01.02 / Attar Alireza Alizadeh. University of Calgary, 1997. – 248 p.
9. Bade Shrestha S.O. A Predictive Model for Gas Fueled Spark Ignition Engine Applications / Bade Shrestha S. O., Karim G. A. – Calgary, CA: University of Calgary, 1999. – 18 p. – (Preprint / University of Calgary: SAE 1999-01-3482).
10. Karim G. A. A Criterion for Knock for Spark Ignition Engines: Proceedings of International Symposium «COMODIA 94». – Calgary, Canada: NEW JEC Inc., 1991. – P. 193 – 198.
11. Маамри Р., Адамчук Ф.И., Кабанов А.Н. и др. Выбор и обоснование регулировочных параметров газового двигателя с наддувом, конвертированного из дизеля // Сборник научных трудов «Вестник НТУ «ХПИ»: Нові рішення в сучасних технологіях. – № 54. – Вестник НТУ «ХПИ», 2011. – С. 18 – 26.

### **Мокрая очистка воздуха от пыли в инновационной орошаемой насадке регулярной структуры для вентиляции кабин колесных и гусеничных машин**

д.т.н. проф. Михайлов В.А., к.т.н. доц. Шарипова Н.Н.,  
к.т.н. доц. Есеновский-Лашков М.Ю.  
Университет машиностроения,  
(495) 223-05-23, доб. 1587, [trakvc@mami.ru](mailto:trakvc@mami.ru)

*Аннотация.* Рассмотрен механизм мокрой очистки воздуха от пыли в инновационной орошаемой насадке регулярной структуры, выполненной из пластин пористой пластмассы, снабжённых в воздушных каналах треугольными выступами, расположенными поперёк потока для его искусственной турбулизации. Выявлена функциональная связь между эффективностью очистки воздуха от пыли и снижения его температуры при адиабатном увлажнении.

*Ключевые слова:* орошаемая водой насадка регулярной структуры, мокрая очистка воздуха от пыли, эффективность очистки, эффективность снижения