



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Главный редактор
В. М. ШАРИПОВ

Издается с февраля 1930 г.

Шеф-редактор
А. А. АДАМЫШЕВА

12•2015

**РЕДАКЦИОННАЯ
КОЛЛЕГИЯ:**

ГОДЖАЕВ З. А.
ГОРБАЧЁВ И. В.
ГОРОДЕЦКИЙ К. И.
ЕРОХИН М. Н.
ЖАЛНИН Э. В.
ИЗМАЙЛОВ А. Ю.
КОВАЛЁВ М. М.
КОТИЕВ Г. О.
КСЕНЕВИЧ Т. И.
КУТЬКОВ Г. М.
ЛАЧУГА Ю. Ф.
ЛЯШЕНКО М. В.
ПРЕДИГЕР В.
ФОМИН В. М.
ЩЕЛЬЦЫН Н. А.

УЧРЕДИТЕЛЬ:

- РЕДАКЦИЯ

Зарегистрирован Федеральной службой по надзору
в сфере связи и массовых коммуникаций
03.10.2008 ПИ № ФС77-33332

Журнал входит в перечень
ВАК РФ изданий для публикации трудов
соискателей ученых степеней, а также
в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ)

Адрес редакции:

123100, Москва, Студенецкий пер., 6—9

Телефон: (495) 605 17 72, +7 (903) 559 07 74

E-mail: tismash@yandex.ru

Internet: www.tismash.ru

Издатель:

ООО «Редакция журнала «ТСМ»

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ

Гаврилов А. А., Гоц А. Н. Особенности расчета цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания, работающего на газовом топливе 3

Марков В. А. и др. Влияние состава водно-биотопливной эмульсии на работу дизельного двигателя 7

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

Федоткин Р. С. и др. Исследование жесткости резиноармированных гусениц сельскохозяйственных тракторов при растяжении и изгибе 9

Вязников М. В. Особенности комбинированного трения в пятне контакта при повороте гусеничного трактора на деформируемом грунте 14

Эвиев В. А. и др. Определение эксплуатационных показателей машинно-тракторного агрегата по характеристике трактора с участком постоянной тяговой мощности 18

Акимов А. П., Константинов Ю. В. Влияние параметров ротационного лопастного рабочего органа на неровность дна борозды 21

Елизаров В. П. и др. Сушка зерна с переменным теплоподводом в колонковой зерносушилке 24

Мяснянкин К. В., Тарасенко А. П. Влияние уровня вибрации вибропитателя фотосепаратора на качество очистки гречихи 26

КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ

Дементьев В. Б., Засыпкин А. Д. Определение критериев оптимальности при разработке упрочняющих технологий 29

Михальченко А. М. и др. Технологическая эффективность наплавочного армирования носка плужного лемеха при вспашке тяжелых суглинистых почв 33

АГРОСЕРВИС

Барышев В. И., Лайко К. К. Диагностика масла по прочности при статической кавитации 37

ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Годжаев З. А. и др. Перспективы развития роботизированных технологий в растениеводстве 42

ХРОНИКА

Нашему журналу — 85 лет! 46

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

Указатель статей, опубликованных в 2015 г. 49

ENVIRONMENTALLY FRIENDLY TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT

Gavrilov A. A., Gots A. N. Calculation features of cycle of reciprocating internal combustion engine operating on gaseous fuel 3

Markov V. A. et al. Influence of composition of water-biofuel emulsion on diesel engine performance 7

THEORY, DESIGNING, TESTING

Fedotkin R. S. et al. Investigation of stiffness in tension and bending of rubber-reinforced tracks of agricultural tractors 9

Vyaznikov M. V. Features of combined friction in contact patch during cornering of track-type tractor on deforming ground 14

Eviyev V. A. et al. Determination of performance indicators of machine-tractor unit by tractor characteristic with a sector of constant tractive power 18

Akimov A. P., Konstantinov Yu. V. Influence of parameters of blade rotary working organ on unevenness of furrow bottom 21

Yelizarov V. P. et al. Grain drying with variable heat supply in a tower grain dryer 24

Myasnyankin K. V., Tarasenko A. P. Influence of vibration level of color sorter's vibratory feeder on the quality of buckwheat seeds cleaning 26

QUALITY, RELIABILITY

Dementyev V. B., Zasyepkin A. D. Determination of optimality criteria in the development of hardening technologies 29

Mikhalchenkov A. M. et al. Technological efficiency of welding reinforcement of ploughshare point in tillage of heavy loam soils 33

AGRICULTURAL SERVICE

Baryshev V. I., Layko K. K. Oil strength diagnostics in the process of static cavitation 37

ECONOMICS, ORGANIZATION AND TECHNOLOGY OF PRODUCTION

Godzhayev Z. A. et al. Development prospects of robotic technologies in plant cultivation 42

CHRONICLE

85th anniversary of our journal! 46

CRITIQUE AND BIBLIOGRAPHY

Index of articles published in 2015 49

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении по каталогу «Пресса России» — индекс 27863, а также в агентствах: «Информнаука», тел. (495) 7873873, gladkih@viniti.ru; «Урал-Пресс», тел. (495) 7898636, e_timoshenkova@ural-press.ru; «МК-Периодика», тел. (495) 6727089, chernous@periodicals.ru

Сдано в набор 21.10.2015. Подписано в печать 03.12.2015. Формат 60 х 88/8.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,84. Заказ tr1215. Цена свободная
Отпечатано в ООО «Авансд Солюшнз» 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1

Перепечатка материалов из журнала возможна при обязательном письменном согласии редакции.

При перепечатке ссылка на журнал «Тракторы и сельхозмашины» обязательна

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель

За приводимые в статьях факты, точность расчетов и экспериментальных данных, а также за точность цитирования и ссылок на источники ответственность несут авторы

УДК 621.436:621.43.019.2

Особенности расчета цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания, работающего на газовом топливе

Д-ра техн. наук А. А. ГАВРИЛОВ, А. Н. ГОЦ (Владимирский ГУ, hotz@mail.ru)

Аннотация. Приведены математическая модель и алгоритм расчета цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания, работающего на газовом топливе. Рассмотрено влияние показателей цикла на величину давления с учетом особенностей применения газовых топлив.

Ключевые слова: давление, газообмен, масса свежего заряда, цилиндр, впускной трубопровод, выпускной трубопровод, температура, расход.

Calculation features of cycle of reciprocating internal combustion engine operating on gaseous fuel

A. A. GAVRILOV, A. N. GOTS (Vladimir State University, hotz@mail.ru)

Summary. Mathematical model and calculation algorithm of cycle of reciprocating internal combustion engine operating on gaseous fuel are presented. Influence of cycle indicators on pressure magnitude is considered, taking into account the features of gaseous fuels application.

Keywords: pressure, gas exchange, mass of incoming charge, cylinder, inlet line, outlet line, temperature, flow rate.

О положительных свойствах газа как моторного топлива было известно на самой ранней стадии создания газовых двигателей. Газообразное топливо обеспечивает лучшее смесеобразование и обладает более высокой антидетонационной стойкостью, что позволяет применять более высокую степень сжатия, чем в бензиновых двигателях. Кроме того, к достоинствам газового топлива, например природного газа, относят: повышение моторесурса двигателя в 1,5 раза; отсутствие детонации (октановое число газа 105–110); отсутствие нагара на поршнях и свечах, что увеличивает срок их службы в 1,5–2 раза; более длительный (в 1,5–2 раза) срок работы моторного масла, что благотворно влияет на срок службы всех деталей, износ которых зависит от качества смазки; существенное улучшение экологических показателей отработавших газов (ОГ) [1].

В условиях города с миллионным количеством автомобилей использование газа в качестве топлива позволит значительно снизить загрязнение окружающей среды. Переход на использование газа — это решение экологической проблемы в сочетании с экономическим эффектом.

Газовые топлива довольно разнообразны по низшей теплоте сгорания, месту и способу их получения, состоянию, в котором газ находится перед поступлением в смеситель или непосредственно в цилиндр двигателя. Эти и другие особенности газов существенно влияют на показатели газообмена, состав топливовоздушной смеси и процесс ее сгорания, что необходимо учитывать при моделировании циклов газовых двигателей. В статье рассмотрены особенности, реализованные в программе

расчета процессов в цикле поршневого двигателя, работающего на газообразных топливах различного состава.

Для модернизированной математической модели цикла применительно к двигателю, работающему на газовом топливе с различными способами воспламенения газозвушной смеси, в качестве исходной принята квазистационарная модель цикла двигателя с турбонаддувом, работающего на жидком топливе, подробное описание которой приведено в [2–5]. В модель включены уравнения термодинамических процессов, баланса энергии, сохранения массы, состояния, тепловыделения, эмпирические и другие зависимости. В алгоритме расчета цикла принят шаг использования уравнений $\Delta\varphi = 1^\circ$ ПКВ (градус поворота коленчатого вала). Зависимость между углом φ ПКВ и временем τ выражается формулой:

$$\varphi = (360n/60)\tau = 6n\tau,$$

где n — частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} , τ — время, с.

Как указывалось в [2–4], наиболее информативный параметр, по которому можно оценивать адекватность модели преобразования теплоты в механическую работу в цилиндре, — характер изменения давления рабочего тела в течение цикла. Он зависит от изменения четырех факторов: объема цилиндра V , массы рабочего тела при газообмене M , характеристик подвода теплоты (сгорания топливовоздушной смеси) Q_x и теплообмена со стенками внутрицилиндрового пространства Q_w . Суммарное приращение $dp/d\tau$ при допущении, что из-

Таблица 1

Состав некоторых газовых топлив

Состав	Сжатый природный газ	Автомобильный пропан-бутан	Водяной газ	Генераторный из древесных чурок
CH ₄	0,91	—	—	0,036
C ₂ H ₆	0,0296	—	—	—
C ₃ H ₈	0,0017	0,5	—	—
C ₄ H ₁₀	0,0055	0,5	—	—
C _n H _m	—	—	—	—
H ₂	0,0014	—	0,5	0,144
CO	0,0014	—	0,5	0,18
N ₂	—	—	—	0,54
CO ₂	—	—	—	0,09
O ₂	—	—	—	0,01
Низшая теплота сгорания топлива H_u , кДж/м ³	35 797	102 127,3	11 807,42	5136,94

менение каждого слагаемого зависит только от одного фактора, можно представить в виде суммы приращений:

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{\partial p}{\partial V} \frac{dV}{d\tau} + \frac{\partial p}{\partial M} \frac{dM}{d\tau} + \frac{\partial p}{\partial Q_x} \frac{dQ_x}{d\tau} + \frac{\partial p}{\partial Q_w} \frac{dQ_w}{d\tau}, \quad (1)$$

где каждое слагаемое предполагает изменение только одного из четырех факторов.

Вывод и структура уравнений для каждого слагаемого в (1) подробно рассмотрены в работе [2]. В модифицированной модели вид топлива не оказывает влияния на уравнения для расчета приращений давления от изменения объема цилиндра V и теплообмена Q_w , а также давления и температуры во впускной системе. Приведем значения составляющих в (1) без вывода.

Приращение от изменения объема цилиндра:

$$\frac{\partial p}{\partial V} \frac{dV}{d\tau} = -\frac{kp}{V} \frac{dV}{d\tau}, \quad (2)$$

где $\frac{\partial p}{\partial V} = -\frac{kp}{V}$ из уравнения $pV^k = \text{const}$ (показатель адиабаты k зависит от состава и процесса изменения состояния рабочего тела); $\frac{dV}{d\tau} = \omega F_p r \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$; ω — угловая скорость; F_p — площадь поршня; $\lambda = r/L$; r — радиус кривошипа; L — длина шатуна.

Давление и температура в выпускном трубопроводе:

$$\frac{dp_p}{d\tau} = \frac{R}{V_p} \left(\sum_{j=1}^i \frac{(c_p)_p}{c_p} G_j T_j - G_{pc} T_p - G_t T_p \right); \quad (3)$$

$$\frac{dT_p}{d\tau} = \frac{T_p R}{p_p (c_p)_p} \frac{dp_p}{d\tau}. \quad (4)$$

В уравнениях (1)–(4) обозначено: R — газовая постоянная, Дж/(кг · град.); V , V_p — объемы цилиндра (текущий) и выпускной системы (трубопровод и каналы), м³; p , p_p , T , T_p — давления, Па, и температуры, К, в цилиндре и выпускном трубопроводе; c_p , $(c_p)_p$ — удельные теплоемкости рабочего тела в цилиндре и выпускном трубопроводе, Дж/(кг · град.); i — число цилиндров, подсоединяемых к трубопроводу; j — номер цилиндра; G , G_{pc} — расходы ОГ через клапан в процессе выпуска и их возможного возврата (при $p_p > p$) из выпускного трубопровода в цилиндр (здесь и далее в кг/с); G_t — расход газов через турбину или на выходе из трубопровода.

Рассмотрим обусловленные применением газообразного топлива особенности структуры и использования второго слагаемого в уравнении (1), учитывающего изменение массы рабочего тела M и характера сгорания газозоудной смеси Q_x , а также уравнений для вычисления давления p_s и температуры T_s во впускной системе.

В отличие от жидких углеводородных топлив, газообразные топлива имеют существенные различия в элементарном составе. Статистика показывает его значительную зависимость от места добычи исходного сырья и технологии производства. Для примера в табл. 1 приведены данные по составу четырех газовых топлив. Указаны доли δ_j десяти основных элементов: метана CH₄, этана C₂H₆, пропана C₃H₈, бутана C₄H₁₀, тяжелых углеводородов C_nH_m, водорода H₂, оксида углерода CO, азота N₂, диоксида углерода CO₂, кислорода O₂.

Различия в элементарном составе свойственны и топливозоудной смеси. Об этом свидетельствуют данные, приведенные в табл. 2. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания единицы топлива L_0 и низшая теплота сгорания H_u вычисляются по известным уравнениям [5].

Плотность газа вычисляется по уравнению:

$$\rho_{\text{gaz}} = \rho_a \sum_{j=1}^i \delta_j \bar{\rho}_j,$$

где ρ_a — плотность воздуха при условиях сравнения; δ_j — доля j -го элемента в газовом топливе; $\bar{\rho}_j$ — отношение плотности j -го элемента в газовом топливе к плотности воздуха. Отношения $\bar{\rho}_j$ приведены в табл. 3.

Таблица 2

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания единицы топлива L_0 и низшая теплота сгорания H_u

Газовое топливо	ρ_{gaz} , кг/м ³	L_0		H_u	
		кг возд./кг газ.	м ³ возд./м ³ газ.	кДж/кг	кДж/м ³
Природный газ	0,7193	15,624	9,619	48 352	34 781
Автомобильный пропан-бутан	2,0592	15,688	27,644	49 514,6	101 961
Водяной газ	0,6055	4,639	2,404	19 488,4	11 800
Генераторный из древесных чурок	1,0224	1,286	1,125	4997,4	5109,3

Содержание газа в цикловой массе свежего заряда M_{sz} , состоящей из воздуха M_a и газа M_{fg} , равно:

$$\delta_{gaz} = \frac{M_{fg}}{M_{sz}} = \frac{M_{fg}}{M_a + M_{fg}}. \quad (5)$$

Оно существенно зависит от значения низшей теплоты сгорания и колеблется в широких пределах от 4 до 50 %. Высокие значения присущи генераторным газам. Если обратиться к формуле

$$p_i = \frac{H_u}{L_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_{vp_s},$$

то видно, что величина удельной индикаторной работы (среднего индикаторного давления) определяется значениями H_u , L_0 , ρ_s , а также принятым коэффициентом избытка воздуха α . Указанное обстоятельство при отсутствии экспериментальных данных затрудняет выбор параметров, определяющих состав газозвушной смеси, при подготовке и выполнении расчета цикла. Принятие состава газозвушной смеси — важный этап, определяющий получение достоверного удельного расхода газового топлива v_e , $m^3/(кВт \cdot ч)$, для получения заданной мощности.

Согласно статистике, цикловая масса свежего заряда в цилиндре двигателя без наддува на номинальном режиме находится в диапазоне 0,9—1,1 г на 1 дм^3 рабочего объема цилиндра. Поэтому в первом приближении для выбора параметров, определяющих состав газозвушной смеси, рекомендуется использовать соотношение:

$$\alpha L_0 g_e = (0,9 \dots 1,1) \frac{30 i n_e V_h}{N_e}, \quad (6)$$

где L_0 , кг возд./кг топл.; $g_e = v_e \rho_{gaz}$, кг/(кВт · ч); N_e , кВт; n_e , мин⁻¹; V_h , m^3 ; i — число цилиндров.

В газовых двигателях с наддувом ориентировочная масса циклового заряда повышается в соответствии со степенью повышения давления π_k .

Поскольку в газовых двигателях обычно применяют внешнее смесеобразование в специальных смесителях, то расход свежего заряда G_1 , поступающего через клапан в цилиндр, представляет смесь с содержанием газа δ_{gaz} в соответствии с (5), и уравнение для вычисления второго слагаемого в уравнении (1) имеет вид:

$$\frac{\partial p}{\partial M} \frac{dM}{d\tau} = \frac{R}{V c_p} (-c_p G T + (c_p)_p G_{pc} T_p - c_p G_{cs} T + (c_p)_s (G_{sc} + G_1) T_s - c_p G_{1s} T). \quad (7)$$

Масса и температура вычисляются по формулам:

$$\frac{dM}{d\tau} = -G + G_{pc} - G_{cs} + G_{sc} + G_1 - G_{1s}; \quad (8)$$

$$T = pV/(RM). \quad (9)$$

Приращения давления p_s и температуры T_s во впускной системе определяются по уравнениям:

$$\frac{dp_s}{d\tau} = \frac{R}{V_s} \left[G_k T_k - \sum_{j=1}^i (G_1 + G_{sc})_j T_s + \frac{c_p}{(c_p)_s} \sum_{j=1}^i (G_{1s} + G_{cs}) T \right]; \quad (10)$$

$$\frac{dT_s}{d\tau} = \frac{RT_s}{p_s (c_p)_s} \frac{dp_s}{d\tau}. \quad (11)$$

В уравнениях (7)—(11) обозначено: $(c_p)_s$, V_s — удельная теплоемкость рабочего тела во впускном трубопроводе, Дж/(кг · град.), и его объем; G_{cs} , G_{sc} — расходы ОГ при их забросе ($p > p_s$) во впускной трубопровод при перекрытии клапанов и возврате в цилиндр; G_1 — расход свежего заряда из впускного трубопровода в цилиндр; G_{1s} — расход при обратном выбросе ($p > p_s$) рабочего тела из цилиндра во впускной трубопровод в такте сжатия; T_k , G_k — температура и расход свежего заряда через входное сечение впускного трубопровода (при наддуве — через компрессор).

Расчет процессов выпуска продуктов сгорания и впуска свежего заряда в цилиндр в программе начинается с момента начала открытия выпускного клапана. Для обеспечения сходимости показателей в начале и конце цикла предусмотрены итерации. Алгоритм расчета предусматривает постоянный контроль состава рабочего тела в течение цикла. В расходах и цикловых массах рабочего тела выделяются отдельно газ, воздух, продукты сгорания, а в газодизеле и доза жидкого топлива, задаваемая долей δ_{diz} . Такого подхода требует расчет процесса сгорания.

На характер горения газозвушной смеси существенное влияние оказывает угол опережения зажигания или начала впрыска дозы дизельного топлива (ДТ) в газодизеле $\Delta \phi_f$, град. ПКВ до ВМТ. Для вычисления угла (времени) задержки воспламенения смеси ϕ_i используется формула [2], которая обеспечивает вполне удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных результатов:

$$\phi_i = 6 n_e B_i \alpha w_p^{0,754} p_f^{0,242} T_f^{0,27}, \quad (12)$$

где p_f , T_f — давление и температура рабочего тела в момент подачи искры или начала впрыска ДТ; w_p — средняя скорость поршня; α — коэффициент избытка воздуха; B_i — корректирующий коэффициент.

По углу ϕ_i определяется начало резкого нарастания давления в цилиндре (начало подвода теплоты). Количество теплоты Q_z , выделившейся в цилиндре за период выгорания топлива, определяется по уравнениям:

Таблица 3

Отношение плотности j -го элемента в газовом топливе к плотности воздуха

J	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Элемент	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C _n H _m	H ₂	CO	N ₂	CO ₂	O ₂
$\bar{\rho}_j$	0,554	1,048	1,5206	2,0042	2,0042	0,06952	0,9669	0,9673	1,5291	1,1053