

МОДЕЛИРОВАНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ ЦИКЛА ПО ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Сысоев С. Н., Гаврилов А. А., Морозов В. В., Гоц А. Н.

ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Владимир
Владимир, Россия (600000, г. Владимир, ул. Горького, 87), e-mail: hotz@mail.ru

Предложена математическая модель для определения максимального давления p_z цикла поршневого двигателя на стадии проектирования. По известному значению p_z можно определить среднее давление цикла, а также изменения нагрузок на детали поршневого двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Анализ известных теоретических зависимостей p_z от параметров необратимых термодинамических циклов для двигателей с принудительным воспламенением и воспламенением от сжатия показал, что показатели для расчета p_z переменные, так как зависят от режима работы поршневого двигателя. Вместе с тем, если использовать показатели внешней скоростной характеристики в безразмерных координатах, то можно легко моделировать характер изменения максимального давления цикла в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. Как показатели результаты индцирования двигателя погрешность вычисления по предлагаемым моделям не превышает 2 %.

Ключевые слова: моделирование, цикл, максимальное давление, внешняя скоростная характеристика.

MODELING FOR MAXIMUM PRESSURE CYCLE OF EXTERNAL CHARACTERISTICS OF HIGH-SPEED PISTON ENGINE

Sysoev S. N., Gavrilov A. A., Morozov V. V., Gots A. N.

Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs, Vladimir
Vladimir, Russia (600000, Vladimir, Gorky street, 87), e-mail: hotz@mail.ru

The mathematical model for definition of the maximal pressure p_z a cycle of the piston engine on a design stage is offered. On known value p_z it is possible to define average pressure of a cycle, and also change of loadings upon details of the piston engine depending on a corner of turn of a cranked shaft. The analysis of known theoretical dependences p_z from parameters of irreversible thermodynamic cycles for engines with compulsory ignition and ignition from compression has shown, that parameters for calculation p_z variables as depend on an operating mode of the piston engine. However, if you use an external high-speed performance characteristics in terms of dimensionless coordinates, we can easily simulate the behavior of the maximum pressure cycle, depending on the speed of the crankshaft. As indicators of the results of indexing the motor error in calculating the proposed model does not exceed 2%.

Key words: modelling, a cycle, the maximal pressure, the external high-speed characteristic.

При расчете нагрузок на детали КШМ и ЦПГ поршневых двигателей необходимо знать, как изменяется максимальное давление цикла (сгорания) p_z при изменении частоты вращения коленчатого вала n . Теоретические зависимости p_z от параметров необратимых термодинамических циклов имеют вид [6]:

– двигатели с принудительным воспламенением, принимая, что подвод теплоты осуществляется в изохорном процессе

$$p_{zp} = \frac{120N_i(\epsilon - 1)}{iV_h n \left[\frac{1}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{\lambda(n_1 - 1)} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]}$$

$$(p_{zd} = 0,85p_{zp})$$

– двигатели с воспламенением от сжатия

$$p_z = \frac{120N_i(\varepsilon - 1)}{iV_h n \left[(\rho - 1) + \frac{\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{\lambda(n_1 - 1)} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]}$$

Следует отметить, что при расчете циклов двигателей с воспламенением от сжатия часто задаются величиной p_z , исходя из условий надежности работы основных деталей двигателя на номинальном режиме.

В приведенных уравнениях при расчете цикла конкретного двигателя являются постоянными: степень сжатия ε , число цилиндров i , рабочий объем цилиндра V_h , частота вращения коленчатого вала n . Остальные параметры: индикаторная мощность N_i , степени повышения давления при сгорании λ , предварительного ρ и последующего δ расширений, средние показатели политроп сжатия n_1 и расширения n_2 – переменные, так как зависят от режима работы двигателя.

Показатели n_1 и n_2 зависят в основном от температуры рабочего тела и интенсивности теплообменных процессов в цилиндрах двигателя. При неизменном положении органа управления подачей топлива влияние частоты вращения n на температуры в процессах сжатия и расширения относительно мало, и, следовательно, средние показатели политроп n_1 и n_2 можно принять постоянными для всех скоростных режимов, не ожидая больших погрешностей в определении p_z . Наиболее сложно установить зависимость от частоты вращения коленчатого вала n величин λ , ρ , δ , значения которых наиболее сильно влияют на величину p_i , а, следовательно, мощности N_i . Индикаторные показатели N_i и p_i могут быть определены через механический КПД η_m или мощность механических потерь N_m

$$\begin{aligned} N_i &= N_e / \eta_i & \text{или} & & N_i &= N_e + N_i \\ p_i &= p_e / \eta_i & \text{или} & & p_i &= p_e + p_i \end{aligned}$$

где p_i , p_e , p_m – средние давления: индикаторное, эффективное и механических потерь, соответственно, которые изменяются по частоте вращения n .

Значения параметров η_m и N_{en} (p_e) у проектируемого двигателя можно принять по статистическим данным для выпускаемых моделей или равными на двигателе-прототипе только для номинального режима. Характер изменения их от частоты вращения коленчатого вала n существенно зависит от конструкции, типа и назначения двигателя.

Для определения механических потерь предложены различные эмпирические зависимости типа [1]:

$$p_i = a + bc_i ;$$

или

$$p_i = An^{x_1} ;$$

или

$$p_i = Cn + Dn^{x_2} + En^{x_3} + Fn^{x_4} ,$$

где a, b, A, C, D, E, F – эмпирические коэффициенты, зависящие от конструкции, типа и назначения двигателя; n – частота вращения коленчатого вала; $c_{\text{п}}$ – средняя скорость поршня; x_i ($i=1, 2, 3, 4$) – показатели степени, также зависящие от типа двигателя.

На величину p_i при изменении частоты вращения n влияют в основном величина заряда и условия сгорания топлива. Эти параметры зависят от изменения:

- величины дозарядки или обратного выброса, который при фиксированных фазах газораспределения с уменьшением n увеличивается;
- величины сопротивлений на впуске, увеличивающихся с повышением n ;
- угла начала воспламенения смеси, который с уменьшением n , особенно при постоянных углах опережения зажигания или впрыскивания топлива, увеличивается, повышая противодавление в такте сжатия и, следовательно, снижая p_i ;
- других факторов.

В результате среднее давление p_i с увеличением n по скоростной характеристике вначале возрастает, а затем снижается. Повышение мощности двигателя по мере возрастания n возможно только при условии, что относительное уменьшение p_i меньше относительного увеличения n . В этом случае падение среднего индикаторного давления компенсируется увеличением частоты вращения [7].

Анализ индикаторных диаграмм показывает, что изменение p_i и максимального давления сгорания p_z по частоте вращения n достаточно близки, а на изменение эффективных среднего давления p_e и крутящего момента M_e влияет величина механических потерь, из-за чего максимумы p_e и p_i по частоте вращения n , как правило, не совпадают.

Поэтому использование эмпирических зависимостей $p_e = f(n)$ и $p_m = f(n)$ для определения протекания кривой p_i по скоростной характеристике может привести к существенным погрешностям. Вследствие этого существующие методы определения величины действительной p_z на режимах, отличных от номинального, основаны на подборе или интуитивном выборе.

В практике чаще приходится иметь дело с эффективным крутящим моментом M_e , максимальное значение которого по n совпадает с максимумом p_e . Исследуем возможность использования зависимости $M_{ex} = f(n)$ для моделирования по скоростной характеристике $p_{zx} = f(n)$. Здесь индекс x означает текущее значение эффективного крутящего момента и максимального давления цикла. Более близки по характеру изменения зависимость индикаторного крутящего момента $M_{ix} = f(n)$. Если по частоте вращения коленчатого вала максимальные значения $M_{i\text{max}}$ и $p_{z\text{max}}$ совпадают, то для эффективного крутящего момента обычно частоты различаются. Вместе с тем, для двигателей обычно указывается интервал по частоте вращения n , в котором располагается максимальный крутящий момент. Такой же

интервал можно указать для $p_{z\max}$. Покажем это на примере двигателя 2106 ($iV_h = 1,578$ ё) (табл. 1).

Таблица 1. Результаты испытаний двигателя 2106

№ п/п	n , мин ⁻¹	p_i , МПа	$p_{зд}$, МПа	M_e , Н·м	N_e , кВт
1	1500	1,1337	5,9940	125,2	19,7
2	2000	1,1689	6,1128	126,64	26,7
3	2500	1,1921	6,1819	127,26	33,7
4	3000	1,2033	6,2014	127,43	40,3
5	3500	1,2024	6,1711	127,47	46,3
6	4000	1,1895	6,0912	122,16	51,6
7	4500	1,1646	5,9616	117,47	55,8
8	5000	1,1276	5,7823	111,34	58,3
9	5600	1,0786	5,5534	103,78	60,4
10	6000	1,0176	5,2748	94,8	59,5

Используя любой из известных методов аппроксимации данных, приведенных в табл. 1 [11, 12], получим следующие зависимости для определения:

– индикаторного давления

$$p_{ix} = 0,9583 + 0,0001525n - 2,3646 \cdot 10^{-8} n^2; \quad p_{i\max} \text{ при } n=3320 \text{ мин}^{-1};$$

$p_{ix} = 0,8962 + 0,0002379n - 6,3954 \cdot 10^{-8} n^2 - 7,8204 \cdot 10^{-12} n^3; \quad p_{i\max} \text{ при } n=3290 \text{ мин}^{-1}$ (расчеты ведутся с округлением до целых десятков);

– максимального давления сгорания

$$p_{zx} = 5,351 + 0,0005753n - 9,7427 \cdot 10^{-8} n^2; \quad p_{z\max} \text{ при } n = 2970 \text{ мин}^{-1};$$

$$p_{zx} = 5,0635 + 0,0009709n - 2,8402 \cdot 10^{-7} n^2 + 3,6189 \cdot 10^{-11} n^3; \quad p_{z\max} \text{ при } n = 3150 \text{ мин}^{-1};$$

– эффективного крутящего момента

$$M_{ex} = 107,9703 + 0,0155n - 2,9331 \cdot 10^{-6} n^2; \quad M_{e\max} \text{ при } n = 2850 \text{ мин}^{-1}.$$

$$M_{ex} = 108,9457 + 0,01353n - 2,3629 \cdot 10^{-6} n^2 - 5,0629 \cdot 10^{-11} n^3; \quad M_{e\max} \text{ при } n = 3060 \text{ мин}^{-1}.$$

Для полученных зависимостей коэффициенты парной корреляции составляют при описании полиномом второй степени $r = 0,9965$, а полиномом третьей степени – $0,9987$.

Таким образом, различие по частоте вращения коленчатого вала n максимальных значений $p_{i\max}$, $p_{z\max}$ и $M_{e\max}$ невелико, а полученные интервалы перекрывают друг друга и отличаются не более, чем на 5 %.

Кроме того, что если коэффициент приспособляемости при частоте вращения $n = 3000$ мин⁻¹ $K = M_{e\max} / M_{ei} = 127,43 / 103,78 = 1,22$, то отношение индикаторных давлений – только 1,12.

В табл. 2 приведены результаты замеров M_e и p_z при различной частоте вращения дизеля ТМЗ-450Д (столбцы 2, 3, 4). Если провести расчет среднего эффективного давления, а через механические потери – среднего индикаторного давления, то получены следующие значения:

– для определения среднего индикаторного давления

$$p_{ix} = 0,6924 + 0,0001274n - 2,81439 \cdot 10^{-8} n^2, \quad p_{imax} \text{ при } n=2280 \text{ мин}^{-1};$$

или $p_{ix} = 0,4811 + 0,00036335n - 1,14136 \cdot 10^{-7} n^2 + 1,02377 \cdot 10^{-11} n^3, \quad p_{imax} \text{ при } n=2380 \text{ мин}^{-1};$

– для среднего эффективного давления

$$p_{ex} = 0,5308 + 0,0001321n - 3,3355 \cdot 10^{-8} n^2, \quad p_{emax} \text{ при } n=2000 \text{ мин}^{-1}$$

$$p_{ex} = -3,7972 + 0,006471n - 3,4612 \cdot 10^{-6} n^2 + 8,1167 \cdot 10^{-10} n^3, \quad p_{imax} \text{ при } n=2240 \text{ мин}^{-1}.$$

Аппроксимируя результаты замеров в табл. 2, получим следующие эмпирические зависимости:

– для эффективного крутящего момента M_e

$$M_{ex} = 20,9131 + 0,003514n - 9,8918 \cdot 10^{-7} n^2;$$

$$M_{ex} = 10,1681 + 0,01552n - 5,3642 \cdot 10^{-6} n^2 + 5,2083 \cdot 10^{-10} n^3; \quad (1)$$

– для максимального давления сгорания p_z

$$p_{zx} = 7,3210 + 0,001188n - 2,9681 \cdot 10^{-7} n^2;$$

$$p_{zx} = -49,2812 + 0,08408n - 4,5108 \cdot 10^{-5} n^2 + 1,0608 \cdot 10^{-8} n^3. \quad (2)$$

Проверив зависимости (1) и (2), в каких точках они достигают максимума по n , найдем, что максимальное значение момента M_{emax} получим при $n=1860 \text{ мин}^{-1}$ (полином второй степени) и $n=2190 \text{ мин}^{-1}$ (полином третьей степени) и аналогично для p_{zmax} – при $n=2010$ и 2200 мин^{-1} . Если этим различием пренебречь, то примем, что при частоте вращения $n=2200 \text{ мин}^{-1}$ величины p_z и M_e достигают максимального значения. Таким образом, на определенном интервале по частоте вращения коленчатого вала n достигает максимума максимальное давление сгорания и эффективный крутящий момент, причем это различие находится в пределах $\pm 6 \%$.

Таблица 2. Результаты испытаний дизеля ТМЗ-450Д

№ п/п	$n, \text{ мин}^{-1}$	$M_e, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$p_z, \text{ МПа}$	ξ_n	η_{Me}	η_{pz}	$p_{z\text{расч.}} (10)$	$p_{z\text{расч.}} (11)$	$p_z [7]$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2000	23,85	8,44	-0,1429	-0,0274	-0,1687	8,57	8,59	7,46
2	2200	23,94	8,58	0	0	0	8,58	8,56	7,53
3	2400	23,89	8,52	0,1429	-0,0152	-0,0723	8,53	8,51	7,59
4	2600	23,52	8,37	0,2857	-0,1277	-0,2530	8,46	8,44	7,63
5	2800	22,76	8,28	0,4286	-0,3586	-0,3614	8,35	8,35	7,64
6	3000	22,49	8,19	0,5714	-0,4407	-0,4699	8,23	8,24	7,69
7	3200	21,94	8,09	0,7143	-0,6079	-0,5904	8,09	8,10	7,72
8	3400	21,72	7,95	0,8571	-0,6748	-0,7590	7,94	7,95	7,65
9	3600	20,65	7,75	1	-1	-1	7,89	7,77	7,75

Сравнивать зависимости (1) и (2) не представляется возможным, так как постоянные коэффициенты имеют разные размерности. Для устранения этого препятствия, введем новые безразмерные координаты для крутящего момента, максимального давления сгорания и частоты вращения коленчатого вала. Для этого примем следующие безразмерные координаты [2, 5, 10]:

– для частоты вращения n :

$$\xi_n = (n_x - n_{M_{e\max}}) / (n_1 - n_{M_{e\max}}); \quad (3)$$

– для эффективного крутящего момента M_e :

$$\eta_{M_e} = (M_{ex} - M_{e\max}) / (M_{e\max} - M_{ei}); \quad (4)$$

– для максимального давления сгорания p_z [3, 9]:

$$\eta_{p_z} = (p_{zx} - p_{z\max}) / (p_{z\max} - p_{zi}). \quad (5)$$

Здесь индексы x , n , \min , \max означают, что принимается текущее, на номинальной мощности, минимальное и максимальное значение соответствующей величины.

Безразмерная система координат ξ - η [4] имеет начало координат в центре площади, ограниченной графиками $M_{ex} = f(n)$ и $p_{zx} = f(n)$. Для данных, приведенных в табл. 2 $n_n = 3600 \text{ мин}^{-1}$; $n_{M_{e\max}} = 2200 \text{ мин}^{-1}$; $M_{e\max} = 23,94 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $M_{en} = 20,65 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $p_{z\max} = 8,58 \text{ МПа}$; $p_{zi} = 7,75 \text{ МПа}$. По этим данным в столбцах 5, 6, 7 табл. 2 приведены результаты эксперимента в новой системе координат.

Обработка данных столбцов 5, 6, 7 табл. 2 дает следующие эмпирические зависимости:

$$\eta_{M_e} = -0,008654 - 0,1885\xi_n - 1,2239\xi_n^2 + 0,4705\xi_n^3; \quad (6)$$

или
$$\eta_{M_e} = -0,02018 - 0,3344\xi_n - 0,6189\xi_n^2; \quad (7)$$

$$\eta_{p_z} = -0,0822 + 0,01263\xi_n - 1,5781\xi_n^2 + 0,6822\xi_n^3; \quad (8)$$

или
$$\eta_{p_z} = -0,0989 - 0,1989\xi_n - 0,7010\xi_n^2. \quad (9)$$

Если сравнить зависимости (6), (8) или (7) и (9) то можно заметить, что коэффициенты в безразмерных зависимостях достаточно близки. Если в уравнениях (8) или (9) заменить постоянные коэффициенты полиномов из (6) или (7), а далее провести перерасчет значений p_z в соответствии с зависимостями (3) и (5), то получим следующее

$$p_{zx} = 4,7961 + 0,004234n - 1,4571 \cdot 10^{-6} n^2 + 1,4228 \cdot 10^{-10} n^3; \quad (10)$$

или
$$p_{zx} = 7,7315 + 0,0009547n - 0,262 \cdot 10^{-6} n^2. \quad (11)$$

Значения максимального давления сгорания, рассчитанного по формулам (10) или (11), приведены в столбце 8 и 9 табл. 2. Как видно из приведенных данных полученные результаты расчетов вполне удовлетворительные.

Если мы приняли, что на одной и той же частоте n эффективный крутящий момент M_e и p_z достигает максимального значения, то остается неясным пока вопрос о выборе при моделировании зависимости $p_{zx} = f_2(n_x)$ величины $p_{z\max}$, без которой невозможно использовать уравнение типа (6) или (7). Единственная величина, которая определяется (или которая выбирается – для дизелей) при расчете цикла двигателя на номинальном режиме – p_{zi} .

При определении $p_{z\max}$ можно также воспользоваться значением номинального коэффициента запаса крутящего момента

$$\mu = (M_{e\max} - M_{e\text{н}}) / M_{e\text{н}} \quad (12)$$

Однако в отличие от крутящего момента p_z не зависит от величины механических потерь, которые прямо пропорциональны средней скорости поршня. Действительно, используя зависимость (12) и данные табл. 2, получим около 15 % запаса крутящего момента ($\mu=0,1583$) или $M_{e\max} = 1,1475M_{e\text{н}}$. В то же время $p_{z\max} = 1,1071p_{zi}$. Дело в том, что уменьшение p_z обусловлено увеличением потерь с ростом частоты вращения коленчатого вала только в газодинамических процессах, уменьшение эффективного крутящего момента связано еще и с уменьшением механического КПД. С некоторым приближением среднее давление механических потерь определяется для дизеля по известной зависимости [6]

$$p_1 = 0,103 + 0,118c_n, \quad (13)$$

где c_n – средняя скорость поршня.

Тогда приближенно можно принять

$$\mu_{p_z} = (p_{z\max} - p_{zi}) / p_{zi} = k\mu, \quad (14)$$

где k – отношение механических потерь на режимах максимального крутящего момента и номинальном.

Для дизеля ТМ-450 (ход поршня $S = 0,08$ м) средние скорости на режимах максимального крутящего момента и номинальном равны: $c_{nM_{e\max}} = 5,866 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$; $c_{n\text{н}} = 9,6 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$, а условные давления механических потерь соответственно равны $p_{1M_{e\max}} = 0,1722 \text{ МПа}$; $p_{1\text{н}} = 0,2163 \text{ МПа}$. Тогда коэффициент $k = 0,1722/0,2163 = 0,7961$. Используя формулу (14), получим

$$\mu_{p_z} = (p_{z\max} - p_{zi}) / p_{zi} = 0,7961 \cdot 0,1583 = 0,126.$$

Откуда получим $p_{z\max} = 1,126p_{zi} = 1,126 \cdot 7,75 = 8,73 \text{ МПа}$.

Погрешность действительного значения $p_{z\max}$ составляет (см. табл.2)

$$\frac{8,73 - 8,58}{8,58} 100\% = 1,75 \text{ .}$$

В работе [8] предлагается формула для определения p_z в зависимости от угловой частоты вращения коленчатого вала

$$p_z = p_{zi} \left(0,03 \frac{M_x \omega_x}{M_i \omega_i} + 0,17 \frac{M_x}{M_i} + 0,12 \frac{\omega_x}{\omega_i} + 0,68 \right). \quad (15)$$

В столбце 10 табл. 2 приведены результаты расчета по формуле (15). Анализ полученных результатов показывает, что вычисление по (15) приводит к определению погрешности величины $p_{z\max}$, но и частоты вращения, на которой она появляется.

Список литературы

1. Быстроходные поршневые двигатели внутреннего сгорания // Дьяченко Н. Х., Дашков С. Н., Мусатов В. С. и др. – М.; Л.: Машгиз, 1962. – 360 с.
2. Гоц А. Н. Моделирование внешней скоростной характеристики бензинового двигателя с турбонаддувом // Автомобильная промышленность. – 2005. – № 6. – С. 42-43.
3. Гоц А. Н. Научные основы расчета и ускоренных испытаний деталей кривошипно-шатунного механизма тракторных дизелей на стадии проектирования: дис... докт. техн. наук. – Владимир, 2004. – С. 43-47.
4. Гоц А. Н., Эфрос В. В. Моделирование показателей дизеля на стадии проектирования // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – № 12. – С. 21-25.
5. Гоц А. Н., Эфрос В. В. Порядок проектирования автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие / Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007. – 148 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Вырубов Д. Н., Иващенко Н. А., Ивин В. И. и др.; под ред. Орлина А. С., Круглова М. Г. – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
7. Ленин И. М. Теория автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Машиностроение, 1969. – 367 с.
8. Логвин В. А. Разработка методов и технических средств ускоренной оценки надежности подшипников скольжения тракторных двигателей: Автореф. дис... канд. техн. наук. – Волгоград, 1989. – 17 с.
9. Gots A. N. Development of the mathematical models in applied researches // Транспорт, экология – устойчиво развитие: Доклады XIV научно-технической конференции с международно участие. – Варна: Изд.-во ТУ, 2008. – Т. 15. – С. 263-266.
10. Gots A.N. Modeling Maximum Cycle Pressure at Design Stage // Транспорт, экология – устойчиво развитие: Доклады XII научно-технической конференции с международно участие. – Варна: Изд.-во ТУ, 2006. – Т. 13. – С. 220-223.

11. Gots A.N., Frolov S.M. Modeling of External Speed Performance of Diesel at Design Stage / Safety and Ecological Aspects of Vehicles: Papers of International Automotive Conference. – Zakopane, Poland. – 2004. – P. 293-297.

12. Gots A. N., Frolov S. M. Modeling of Maximum Cycle Pressure based on Engine External Speed Performance // Safety and Ecological Aspects of Vehicles: Papers of International Automotive Conference. – Zakopane, Poland. – 2004. – P. 278-285.

Рецензенты:

Житников Б. Ю., д.т.н., профессор, профессор кафедры специальной техники и информационных технологий ФКОУ ВПО ВЮИ ФСИН России, г. Владимир.

Кульчицкий А. Р., д.т.н., профессор, заместитель главного конструктора по испытаниям ООО «Владимирский моторо-тракторный завод», г. Владимир.