

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ НА ДРОССЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В СИСТЕМЕ ВПУСКА ДВС

*На основании экспериментальных данных обоснованы расчетные зависимости, позволяющие определить долю механических потерь в искровых двигателях внутреннего сгорания, обусловленную дросселированием потока воздуха на впуске. Предложен поправочный коэффициент для расчета среднего по термодинамическому циклу условного давления механических потерь с учетом коэффициента использования мощности искровых двигателей, оснащенных дроссельной заслонкой. Также получены и рекомендованы для применения коэффициенты традиционной функции эффективного удельного расхода на внешних и частичных нагрузочно-скоростных режимах работы поршневых двигателей внутреннего сгорания, функционирующих по циклу Миллера.*

**Ключевые слова:** среднее давление механических потерь, дросселирование, цикл Миллера, эффективная мощность, эффективный удельный расход топлива.

### Постановка проблемы

В теории [1] двигателей внутреннего сгорания (ДВС) механические потери рассматриваются как мощность, затраченная на преодоление всех видов сопротивления движению деталей двигателя, а также газовых и жидкостных сред его систем и механизмов. Данная мощность является частью развиваемой индикаторной мощности и на номинальном режиме работы искровых автомобильных двигателей без наддува составляет величину от 15 до 25 % [2]. Соответственно, до 25 % индикаторной мощности, получаемой в результате осуществления термодинамического цикла, расходуется на преодоление сил трения.

Согласно [3], понятие «условные механические потери», помимо непосредственно механических потерь мощности на трение в кинематических парах двигателя, включает в себя также ее затраты на насосные потери (газообмен и циркуляция рабочих сред) и привод вспомогательных агрегатов. Учитывая сложность и разнородность причин, вызывающих данные виды потерь мощности, механические потери расчетными и экспериментальными способами определяют, как правило, суммарно и без разделения на отдельные составляющие [2]. Этим и обусловлено применение слова «условные» в рассматриваемом термине «условные механические потери». Однако в некоторых случаях (при проектировании ДВС, в ходе решения отдельных задач теории эксплуатационных свойств автомобиля [4] и т.д.) существует необходимость определения влияния конкретного компонента условных ме-

ханических потерь на величину мощности и в дальнейшем на эффективные показатели ДВС – мощность и удельный расход топлива, например, влияние коэффициента использования мощности двигателя, обусловленного, в частности, углом открытия дроссельной заслонки, на величину насосных потерь мощности при работе двигателя в режиме частичных нагрузок.

### Анализ последних исследований и публикаций

Считается, что метод индцирования, при котором мощность механических потерь рассчитывается как разница индикаторной и эффективной мощностей ДВС, является методически правильным, поскольку определение условных механических потерь мощности происходит на рабочем режиме двигателя [2]. Однако его использование затруднено сложностью и дороговизной измерительной аппаратуры, а также большим объемом измерений.

Более простым методом измерения суммарных условных механических потерь мощности в двигателе является метод проворачивания коленчатого вала неработающего двигателя (при отсутствии подачи топлива) внешним устройством (приводным двигателем обкаточного стенда) [3]. Кроме того, основным преимуществом данного метода называют то, что при его использовании определение ряда показателей (крутящего момента сопротивления и механической мощности сопротивления прокручиванию) происходит прямым способом, а не косвенным, как при индцировании. Однако нужно отме-

тить, что отсутствие рабочего режима ДВС (подача топлива и его воспламенение) в процессе стендовых испытаний [3] приводит к некоторым погрешностям.

Кроме того, в литературе рассмотрены и другие методики для определения условных механических потерь мощности: последовательное отключение цилиндров ДВС [5]; экстраполяция нагрузочной характеристики [6]; метод выбега [7]; измерение расхода топлива на холостом ходу [8]; Willan's Lines Method (аппроксимация зависимости расхода топлива, частоты вращения коленчатого вала и крутящего момента) [9]; анализ изменения частоты вращения двигателя [10]. Таким образом, каждый рассмотренный метод является достаточно сложным и требует специального оборудования. Кроме того, их результаты не всегда достоверны [11].

Результаты многочисленных испытаний автомобильных ДВС на предмет определения составляющих механических потерь мощности позволили обобщить, что доля этих потерь, приходящаяся на газообмен (насосные потери), относительно велика [1,12]. Однако вопросы, направленные на изучение проблем отдельного определения этих составляющих механических потерь мощности, а также их снижения, в литературе практически не раскрыты.

С целью снижения доли потерь мощности, приходящейся на насосные потери, в конструкции автомобилей получили определенное распространение искровые двигатели с бездрессельным регулированием количества заряда – например, двигатели, работающие по так называемому циклу Миллера [13]. Применение регулирования количества свежего заряда в конце такта сжатия путем изменения фазы закрытия впускных клапанов позволяет отказаться от дроссельного регулирования количества этого заряда на такте впуска. Кроме того, при раннем закрытии впускного клапана дополнительно происходит охлаждение заряда ввиду его расширения. Серийными ДВС, функционирующими по рассмотренному принципу, являются искровые двигатели, оснащенные системами регулирования величины подъема впускных клапанов: системы Valvetronic (BMW), MultiAir (Fiat) и др. (в т.ч. оснащенные клапанами с электромагнитным или пневмогидроэлектрическим управлением). Для таких ДВС, не имеющих в конструкции дроссельной заслонки, создаваемое на режимах частичных нагрузок среднее эффективное давление по термодинамическому циклу будет выше за счет меньшего давления механических потерь. Соответственно, на частичных режимах (при доле использования мощности <1) эффек-

тивный удельный расход топлива будет меньшим.

### Цель (задачи) исследования

Целью настоящего исследования является выделение из суммарных условных механических потерь мощности искрового ДВС составляющей, обусловленной насосными потерями на дросселирование воздушного потока в системе впуска, и установление зависимости среднего давления механических потерь по термодинамическому циклу двигателя от доли использования мощности. Это позволит разработать и предложить для применения в учебных и инженерных целях универсальные зависимости нагрузочно-скоростных характеристик эффективных показателей (развиваемой мощности и удельного расхода топлива) искровых двигателей внутреннего сгорания как оснащенных дроссельной заслонкой, так и не оснащенных (функционирующих по циклу Миллера).

### Основной материал исследования

В ходе проведения моторных испытаний [14] в лаборатории двигателей внутреннего сгорания ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры» установлено, что усилие  $P_{BEC}$  сопротивления прокручиванию коленчатого вала ДВС модели УМЗ-4216, выбранного в качестве примера для выполнения настоящего исследования, в режиме проворачивания неработающего (при отсутствии подачи топлива) двигателя обкаточно-тормозным стендом, являющимся модернизированной версией стенда КИ-5543-ГОСНИТИ [15], при частоте вращения коленчатого вала  $1480 \text{ мин}^{-1}$  составляет  $7 \text{ укгс}$  (условных килограмм-сил) при закрытой дроссельной заслонке и  $5 \text{ укгс}$  при открытой заслонке.

Момент сопротивления на валу ДВС определяется выражением [3]:

$$M_K = P_{BEC} \cdot L \cdot \eta_T \cdot g \text{ (Нм)}, \quad (1)$$

где  $L$  – расчетное плечо силоизмерительного механизма, м;  $\eta_T$  – КПД трансмиссии стенда;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ .

В соответствии с приведенной зависимостью момент сопротивления на коленчатом валу ДВС  $M_K$  при закрытой дроссельной заслонке составляет  $47,95 \text{ Нм}$ , а при открытой –  $34,25 \text{ Нм}$ .

Среднее давление механических потерь при известной величине  $M_K$  определяется выражением:

$$p_m = 10^3 \cdot \frac{M_K \cdot \tau}{V_h} \text{ (МПа)}, \quad (2)$$

где  $V_h$  – рабочий объем двигателя, л;  $\tau$  – тактность ДВС.

Соответственно, величина  $p_m$  дополнительно учитывает гидравлические потери на дросселирование воздушного потока в системе впуска.

Расчет среднего давления механических потерь выполняется по известной эмпирической зависимости [1]:

$$p_m = X + \frac{Y \cdot S \cdot n}{30000} \text{ (МПа)}, \quad (3)$$

где  $X, Y$  – эмпирические коэффициенты, зависящие от конфигурации кривошипно-шатунного механизма и типа ДВС;  $S$  – ход поршня, мм;  $n$  – частота вращения ДВС,  $\text{мин}^{-1}$ .

Полученные по формуле (2) значения  $p_m$  составляют 0,0664 МПа (представим это число как параметр  $p_{m1}$ ) и 0,0474 МПа (представим это число как параметр  $p_{m2}$ ) соответственно для закрытой и открытой дроссельной заслонки.

Зависимость (3), при использовании коэффициентов для искровых двигателей с числом цилиндров до шести ( $X=0,034$ ;  $Y=0,0113$ ) [1] и отношением  $S/D \leq 1$  ( $D$  – диаметр цилиндра, мм), позволяет получить среднее давление механических потерь 0,0853 МПа. Если же использовать коэффициенты для высокофорсированных двигателей с впрыском топлива и электронным управлением ( $X=0,024$ ;  $Y=0,0053$ ) [1], то среднее давление механических потерь составляет 0,0481 МПа. Соответственно, поскольку формула (3) характеризует среднее давление механических потерь применительно к номинальному режиму работы ДВС, то справедливо утверждать, что полученные по этой формуле значения среднего давления механических потерь  $p_m$  соответствуют режиму работы ДВС при полной нагрузке (полностью открытой дроссельной заслонке и полной подаче топлива).

Полученное по формуле (2) значение  $p_m=0,0474$  МПа близко к значению  $p_m=0,0481$  (разница 1,5 %), рассчитанному по формуле (3). Это подтверждает пригодность применения коэффициентов  $X=0,024$  и  $Y=0,0053$  для расчета среднего давления механических потерь в ДВС с электронным впрыском топлива.

Таким образом, эмпирическую формулу (3) для расчета величины среднего давления механических потерь на любом режиме работы двигателя справедливо представить следующим образом:

$$p_m = K_D \cdot \left( X + \frac{Y \cdot S \cdot n}{30000} \right), \quad (4)$$

где  $K_D$  – конструкционный коэффициент ДВС, обуславливающий долю величины механических потерь, приходящуюся на дросселирование потока воздуха на впуске; при полностью открытой дроссельной заслонке  $K_D=1$ , а при полностью закрытой  $K_D=1,4$  ( $K_D=p_{m1}/p_{m2}$ ).

Такой подход позволяет с приемлемой для инженерных расчетов точностью определять величину  $p_m$  при различной степени дросселирования ДВС.

Степень дросселирования ДВС определяет долю использования его развиваемой эффективной мощности, для оценки которой применяется, в частности, коэффициент использования мощности  $k$  (отношение текущей мощности при частоте вращения коленчатого вала  $n$  к мощности при полной подаче топлива, соответствующей этой же частоте  $n$ ) [4]. Рекомендуются связь коэффициента использования мощности  $k$  с коэффициентом  $K_D$  для ДВС, имеющих дроссельную заслонку:

$$K_D=1,4-0,4 \cdot k; [1 \leq K_D \leq 1,4; 0 \leq k \leq 1]. \quad (5)$$

Известно [4], что для получения функции частичных скоростных характеристик (ЧСХ) ДВС в расчетах могут быть применены следующие универсальные эмпирические зависимости:

– эффективная мощность

$$N_e = f(n, k) = k \cdot N_{e_{\max}} \times \left[ a \left( \frac{n}{n_N} \right) + b \left( \frac{n}{n_N} \right)^2 + c \left( \frac{n}{n_N} \right)^3 \right], \quad (6)$$

где  $N_{e_{\max}}$  – номинальная эффективная мощность ДВС;  $a, b, c$  – коэффициенты для учета влияния нагрузочного режима ДВС на величину эффективной мощности;  $n_N$  – номинальная частота вращения ДВС;

– для эффективного удельного расхода топлива

$$g_e = f(n, k) = g_{eN} (a_v - b_v \cdot k + c_v \cdot k^2) \times \left[ \beta_0 + \beta_1 \cdot \frac{n}{n_N} + \beta_2 \cdot \left( \frac{n}{n_N} \right)^2 \right], \quad (7)$$

где  $g_{eN}$  – эффективный удельный расход топлива на номинальном режиме работы ДВС;  $a_v, b_v, c_v$  – коэффициенты для учета влияния нагрузочного режима ДВС на удельный расход топлива (для искровых ДВС, содержащих в конструкции системы впуска дроссельную заслонку,  $a_v=2,75$ ,  $b_v=4,61$ ,  $c_v=2,89$  [1]);  $\beta_0, \beta_1, \beta_2$  – коэффициенты для учета влияния скоростного режима ДВС на

удельный расход топлива (для искровых ДВС, содержащих в конструкции системы впуска дроссельную заслонку,  $\beta_0=1,2, \beta_1=-1,2, \beta_2=1$  [1]).

С целью оценки влияния коэффициента использования мощности (обуславливающего потери мощности на насосные потери в двигателях, оснащенных дроссельной заслонкой) на эффективный удельный расход топлива ДВС в режиме частичных нагрузок, в работе выполнен численный эксперимент.

В табл. 1 сведены данные по развиваемой эффективной мощности  $N_e$ , среднему эффективному  $p_e$ , индикаторному  $p_i$ , а также давлению механических потерь  $p_m$  ДВС для различных нагрузочно-скоростных режимов. Значения  $N_e$  получены по формуле (6),  $p_m$  – по (4),  $p_e$  и  $p_i$  – по известным зависимостям, приведенным ниже [1]:

$$p_e = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{n \cdot V_h} \text{ (МПа)}, \quad (8)$$

$$p_i = p_m + p_e. \quad (9)$$

В ходе расчетов приняты значения для выбранного в качестве примера ДВС модели УМЗ-4216:  $N_{\max}=73,5$  кВт;  $n_N=4000$  мин<sup>-1</sup>;  $a=b=1, c=-1; V_h=2,89$  л;  $X=0,024, Y=0,0053; S=92$  мм.

В табл. 2 сведены результаты расчета соот-

ветствующих значений эффективного удельного расхода топлива  $g_e$  (г/кВт·ч) при работе на различных нагрузочно-скоростных режимах ДВС как оснащенных дроссельной заслонкой ( $g_e$ ), так и работающих по циклу Миллера ( $g_{eM}$ ).

Для определения  $g_{eM}$  предложена зависимость (10), которая пропорционально связывает эффективный удельный расход топлива ДВС, работающего по циклу Миллера, с его средним давлением механических потерь (за счет понижения составляющей, обусловленной насосными потерями в системе впуска ввиду отсутствия дроссельной заслонки).

$$g_{eM} = g_e \cdot \left[ \frac{p_e + p_m}{p_e + p_m \cdot K_D} \right] \text{ (г/кВтч)}. \quad (10)$$

Таким образом, приведенная формула содержит множитель (в квадратных скобках), позволяющий выполнять учет влияния коэффициента дросселирования на эффективный удельный расход топлива.

Соответственно, отношение, находящееся в квадратных скобках формулы (10), определяет относительное снижение эффективного удельного расхода ДВС, работающего по циклу Миллера при его частичном нагружении, относительно ДВС, оснащенного дроссельной заслонкой.

Табл. 1. Результаты расчета среднего эффективного давления в цилиндре, среднего индикаторного давления в цилиндре и среднего давления механических потерь ДВС, оснащенного дроссельной заслонкой в системе впуска

Параметр	Единица измерения	Относительная (к номинальной) частота вращения коленчатого вала ДВС, $n/n_N$						
		0,250	0,375	0,500	0,625	0,750	0,875	
$k=1,0$	$N_e$	кВт	21,8	34,0	45,9	56,7	65,5	71,3
	$p_m$	МПа	0,040	0,048	0,057	0,065	0,073	0,081
	$p_e$		0,906	0,942	0,954	0,942	0,906	0,846
	$p_i$		0,946	0,990	1,010	1,006	0,979	0,927
$k=0,8$	$N_e$	кВт	17,5	27,2	36,8	45,4	52,4	57,1
	$p_m$	МПа	0,043	0,052	0,061	0,070	0,079	0,087
	$p_e$		0,725	0,753	0,763	0,753	0,725	0,677
	$p_i$		0,768	0,806	0,824	0,823	0,803	0,764
$k=0,6$	$N_e$	кВт	13,1	20,4	27,6	34,0	39,3	42,8
	$p_m$	МПа	0,047	0,056	0,066	0,075	0,084	0,094
	$p_e$		0,544	0,565	0,572	0,565	0,544	0,508
	$p_i$		0,590	0,621	0,638	0,640	0,628	0,602
$k=0,4$	$N_e$	кВт	8,73	13,6	18,4	22,7	26,2	28,5
	$p_m$	МПа	0,050	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100
	$p_e$		0,362	0,377	0,381	0,377	0,362	0,339
	$p_i$		0,412	0,437	0,452	0,457	0,453	0,439
$k=0,2$	$N_e$	кВт	4,36	6,80	9,19	11,3	13,1	14,3
	$p_m$	МПа	0,053	0,064	0,075	0,085	0,096	0,107
	$p_e$		0,181	0,188	0,191	0,188	0,181	0,169
	$p_i$		0,234	0,252	0,265	0,274	0,277	0,276

Табл. 2. Результаты расчета эффективного удельного расхода топлива для ДВС, работающего по циклу Миллера, и ДВС, оснащенного дроссельной заслонкой, при их работе на различных нагрузочно-скоростных режимах

Параметр		Относительная (к номинальной) частота вращения коленчатого вала ДВС, $n/n_N$							
		0,250	0,375	0,500	0,625	0,750	0,875	1,000	1,125
$k=1,0$	$g_e$	385	356	340	336	345	366	400	446
	$g_{eM}$	385	356	340	336	345	366	400	446
$k=0,8$	$g_e$	344	318	303	300	308	327	357	398
	$g_{eM}$	342	316	302	298	306	324	353	393
$k=0,6$	$g_e$	390	361	345	341	350	371	405	452
	$g_{eM}$	386	357	340	335	343	363	395	438
$k=0,4$	$g_e$	525	486	464	459	470	499	545	609
	$g_{eM}$	513	473	450	443	452	477	517	571
$k=0,2$	$g_e$	748	692	660	653	670	711	777	867
	$g_{eM}$	707	650	615	604	614	645	695	763

Результаты определения зависимости эффективного удельного расхода топлива от коэффициента использования мощности и частоты вращения коленчатого вала в графическом виде приведены на рис. 1.

Для анализа полученных результатов с целью разработки рекомендаций относительно математического описания нагрузочно-скоростных характеристик эффективного удельного расхода

топлива двигателя, работающего по циклу Миллера, на основании данных табл. 2 составлены табл. 3 и 4.

Относительные величины, приведенные в табл. 4, являются отношениями эффективного удельного расхода топлива, рассчитанного по формуле (7), к его значению при полной нагрузке двигателя ( $k=1$ ) и при относительной частоте вращения коленчатого вала  $n/n_N$ .

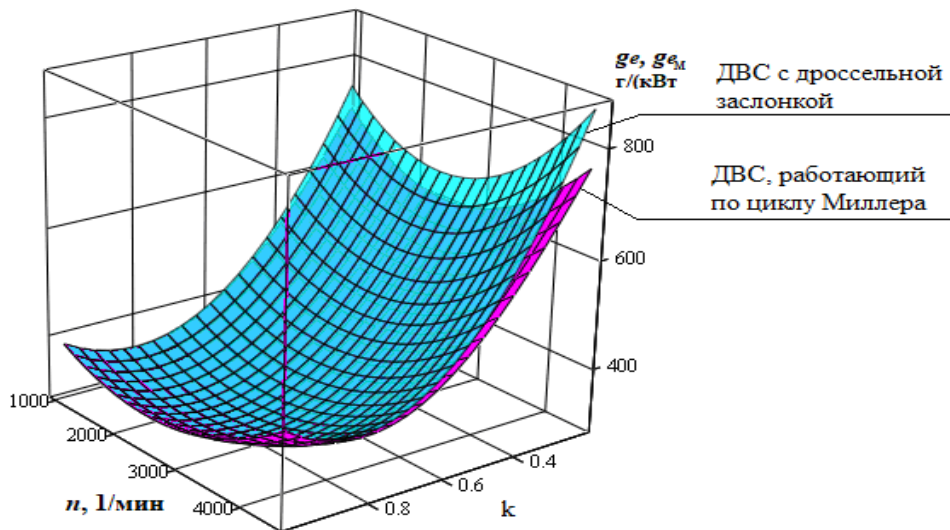


Рис. 1. Зависимость эффективного удельного расхода топлива искровых ДВС с различными способами регулирования нагрузки от коэффициента использования мощности и частоты вращения коленчатого вала

Табл. 3. Относительное изменение эффективного удельного расхода топлива в зависимости от коэффициента использования мощности для ДВС, функционирующих по циклу Миллера

Коэффициент использования мощности	Относительная (к номинальной) частота вращения коленчатого вала ДВС, $n/n_N$							Среднее значение по строке
	1,000	0,875	0,750	0,625	0,500	0,375	0,250	
$k=1,0$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$k=0,8$	0,88	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
$k=0,6$	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$k=0,4$	1,29	1,30	1,31	1,32	1,32	1,33	1,33	1,32
$k=0,2$	1,74	1,76	1,78	1,80	1,81	1,82	1,84	1,79

Табл. 4. Относительное изменение эффективного удельного расхода топлива в зависимости от коэффициента использования мощности для ДВС, оснащенных дроссельной заслонкой

Коэффициент использования мощности	Относительная (к номинальной) частота вращения коленчатого вала ДВС, $n/n_N$						
	1,000	0,875	0,750	0,625	0,500	0,375	0,250
$k=1,0$	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$k=0,8$	0,892	0,892	0,892	0,892	0,892	0,892	0,892
$k=0,6$	1,014	1,014	1,014	1,014	1,014	1,014	1,014
$k=0,4$	1,364	1,364	1,364	1,364	1,364	1,364	1,364
$k=0,2$	1,942	1,942	1,942	1,942	1,942	1,942	1,942

Табл. 5. Значения коэффициентов функции эффективного удельного расхода топлива ДВС

Тип двигателя	$a_v$	$b_v$	$c_v$
Искровой	2,75	4,61	2,86
То же с циклом Миллера	2,50	3,98	2,48
С самовоспламенением	1,70	2,62	1,92

При этом относительные величины табл. 3 получены аналогично, но с тем отличием, что значения удельного эффективного расхода топлива были уточнены с помощью предложенной формулы (10).

С целью аппроксимации данных по эффективному удельному расходу топлива ДВС, работающего по циклу Миллера (см. табл. 3), с помощью функции (7) было выполнено усреднение полученных значений – результаты приведены в правом столбце табл. 3. Это позволило для аппроксимирующей функции (7) уточнить значения коэффициентов  $a_v$ ,  $b_v$  и  $c_v$ . Соответствующие значения приведены в табл. 5 среди других известных [1] рекомендаций для математического описания эффективного удельного расхода топлива ДВС разных конструкций при их работе на различных нагрузочно-скоростных режимах.

**Выводы**

В исследовании из суммарных условных механических потерь мощности искрового ДВС экспериментальным путем выделена составляющая, обусловленная насосными потерями мощности на дросселирование воздушного потока в системе впуска, а также предложены расчетные зависимости, позволяющие определить данную долю механических потерь. Для расчета среднего по термодинамическому циклу условного давления механических потерь с учетом потерь мощности на дросселирование предложен поправочный коэффициент  $K_d$ . Кроме того, получены коэффициенты традиционной функции эффективного удельного расхода топлива на внешних и частичных нагрузочно-скоростных режимах работы искровых ДВС, функционирующих по циклу Миллера.

**Список литературы**

1. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высш. школа, 2002. – 496 с.
2. Путинцев, С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний: учебное пособие. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. – 274 с.
3. ГОСТ 14846-81. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. М.: Издательство стандартов. 2003. – 42 с.
4. Литвинов, А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
5. Сканматик [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://scanmatik.ru/catalog/scanmatik-2pro/set-scanmatik-2pro-basic/>
6. Пришвин, С.А. Определение механических потерь в двигателе методом сравнения индикаторной и эффективной мощности // Вестник Московского автомобильно-дорожного института (государственного технического университета). – 2016. – №2. – С. 42.
7. Рабинович, Э.Х. Измерение момента инерции автомобильной автоматической трансмиссии методом выбега / Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, Ю.В. Зыбцев // Український метрологічний журнал. – 2013. – №2. – С. 28-33.
8. Щукина, В.Н. Анализ методов определения механических потерь для их последующего применения в процессе эксплуатации // Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина». – 2016. – №5(75). – С. 18-22.
9. Application of Willans line method for internal combustion engines scalability towards the design and optimization of eco-innovation solutions / M. Sorrentino [et al.] // SAE Technical Paper 2015-24-2397, 2015. – P. 125-147.
10. Fast on-line identification of instantaneous me-

- chanical losses in internal combustion engines / F. Cruz-Peragón [et al.] // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2010. – No.1. Vol.24. – P. 267-280.
11. Evaluation of methodology for determination of mechanical efficiency of spark ignition engine / D. Levickis [et al.] // 18th International Scientific Conference «Engineering for Rural Development», Jelgava, 22-24.05.2019. – P. 814-821.
  12. Якунин, Р.В. Методические основы оптимизации профиля юбки поршня ДВС с целью снижения механических потерь: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Руслан Владимирович Якунин. – Москва, 2019. – 127 с.
  13. BMW: Двигатели N40. N42. N43. N45. N46. N51. N52. N53. N54. – М.: Легион-Автодата, 2013. – 308 с.
  14. Савенков, Н.В. Определение расхода воздуха бензинового ДВС на неустановившихся режимах работы // Вестник гражданских инженеров. – 2016. – №2. – С. 220-224.
  15. Горожанкин, С.А. Применение асинхронной электрической машины в качестве тормозного устройства при определении показателей автомобильного ДВС на неустановившихся режимах работы / С.А. Горожанкин, Н.В. Савенков, В.Г. Скрипкарь // Автотранспортное предприятие. – 2016. – №9. – С. 49-52.

**O.A. Aksyonenko, N.V. Savenkov /Cand. Sci. (Eng.), A.V. Chukharkin**  
*Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture (Makeyevka)*

### INVESTIGATION OF POWER LOSS ON AIRFLOW THROTTLING IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE INTAKE SYSTEM

**Background.** The concept of "mechanical loss" in the theory of internal combustion engines includes, besides directly mechanical friction loss in the interfaces, also pump damages and losses on the drive of auxiliary units. As a rule, mechanical losses are determined in total without dividing them into separate components. However, in some cases, it is necessary to take into account the influence of a specific element of mechanical loss, for example, the impact of the throttle opening angle on the amount of pumping loss when the engine is running at partial loads.

**Materials and/or methods.** Based on an experimental study on the internal combustion engine UMP-4216, approximate dependences of the value of mechanical loss at different degrees of throttling of the internal combustion engine were determined.

**Results.** Based on the obtained model, an assessment of the effect of hydraulic loss on the throttling of the airflow in the intake system of the internal combustion engine on the value of its adequate specific fuel consumption in the partial load mode was made, which allowed determining the amount of reduction in the proper specific fuel consumption of the engine due to a decrease in mechanical loss in the absence of a throttle.

**Conclusion.** Thus, the paper offers a mathematical model for determining the adequate specific fuel consumption of gasoline engines operating with throttle-free regulation in partial load mode. The results obtained in this work focused on a preliminary analysis of the relative fuel efficiency of the internal combustion engine with various ways of quantitative control of the fuel-air mixture entering the cylinders.

**Keywords:** average mechanical loss pressure, throttling, Miller cycle, sufficient power, adequate specific fuel consumption.

#### Сведения об авторах

##### **О.А. Аксененко**

Телефон: +380 (71) 335-93-67  
 Эл. почта: aksyonenko.o.a-aah-22a@donnasa.ru

##### **Н.В. Савенков**

SPIN-код: 8826-7511  
 ORCID iD: 0000-0003-3803-9528  
 Телефон: +380 (71) 370-67-51  
 Эл. почта: n.v.savenkov@donnasa.ru

##### **А.В. Чухаркин**

SPIN-код: 8259-9944  
 Телефон: +380 (71) 331-78-60  
 Эл. почта: a.v.chukharkin@donnasa.ru

Статья поступила 14.05.2020 г.

© О.А. Аксененко, Н.В. Савенков, А.В. Чухаркин, 2020  
 Рецензент д.т.н., проф. А.П. Кононенко