УДК 621.43.018

DOI: 10.31563/1684-7628-2019-50-2-95-103

Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДИК ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО КПД АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Ключевые слова: *двигатель; коэффициент полезного действия; потери механические; стенд регулировочный; аппаратура топливная.*

Введение. Одним из основных понятий в теории двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является механический коэффициент полезного действия η_m (механический КПД), оценивающий внутренние потери энергии двигателя (на трение, привод вспомогательных агрегатов и узлов, насосные хода поршней и др.) и используемый для определения эффективных показателей работы двигателя. У современных двигателей $\eta_m = 0,7 \dots 0,8$ [1, 2]. На практике механический КПД используется моторостроительными заводами наряду с другими параметрами при проведении работ по совершенствованию узлов и агрегатов и в целом двигателя. В условиях эксплуатации, например, аграрного производства его применяют в основном, и то редко, лишь для диагностирования качества ремонта двигателей. Более широкому его применению, в частности и для определения технического состояния двигателей и необходимости их ремонта, препятствует недостаточное совершенство известных методик. В настоящее время даже при снижении мощности и повышении расхода топлива двигателя не диагностируются по механическому КПД, а просто направляются на ремонт. В тоже время, как показывает практика, во многих случаях для восстановления нормальной работы таких двигателей достаточной оказывается только регулировка их топливной аппаратуры (ТА).

Цель исследования – выявление возможных направлений совершенствования известных методик, определение механического КПД двигателей.

Объект и методика исследований. Испытания проводились по общепринятой методике [3, 4, 5] с использованием тракторного двигателя водяного охлаждения 4Ч11/13 (эффективной мощностью $N_e = 45,6 \text{ кВт}$ при частоте вращения коленчатого вала $n_n = 1750 \text{ мин}^{-1}$), оборудованного ТА с насосом высокого давления (НВД) непосредственного действия типа УТНМ и форсунками с закрытыми игольчатыми распылителями. ТА двигателя регулировалась на стенде КИ-22210. Моторные испытания проводились на обкаточно-тормозном стенде КИ-1363.

Результаты исследований. Формулы, применяемые для определения механического КПД ДВС, можно записать так:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}; \quad (1)$$

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_e + N_m}; \quad (2)$$

$$\eta_m = \frac{N_i - N_m}{N_i}, \quad (3)$$

где N_i , N_e и N_m – мощности индикаторная, эффективная и механических потерь.

Если мощности N_i и N_m считать пропорциональными каким-то другим показателям, например, часовым расходом топлива на номинальном режиме $G_{ч.н}$ и холостых оборотах при номинальной частоте вращения $G_{ч.хх}$, то эти выражения можно записать и с их использованием, например, (3) в виде

$$\eta_m = \frac{G_{ч.н} - G_{ч.хх}}{G_{ч.н}}. \quad (4)$$

Широко известные методики оценки механического КПД отличаются тем, на какую из приведенных формул они ориентированы и как определяются входящие в них величины. Поскольку на механический КПД влияет, кроме механических потерь энергии N_m , и индикаторная мощность N_i двигателя, определяемая во многом качеством работы его ТА, то при любых методиках механический КПД следует исследовать и анализировать с учетом её особенностей (в частности, принципа работы, конструкции отдельных узлов, методики регулировки показателей работы и др.). Известны расчетная и экспериментальные методики. Расчетная методика ориентирована на выражение (3). Мощность N_i при ней находится по среднему индикаторному давлению p_i , определяемому по индикаторной диаграмме двигателя, построенной на основе его термодинамического расчета, а давление механических потерь p_m – по известным эмпирическим зависимостям. Расчетная индикаторная диаграмма двигателя 4Ч11/13 для случая показателей политроп сжатия $n_1 = 1,33$ и расширения $n_2 = 1,26$ приведена на рисунке 1. По ней среднее индикаторное давление составило $p_i = 803,4 \text{ кПа}$. Давление механических потерь, определенное по эмпирическим зависимостям, оказалось $p_m = 173,6 \text{ кПа}$. Соответствующие этим давлениям мощности и механический КПД получились $N_i = 58,5 \text{ кВт}$, $N_m = 12,9 \text{ кВт}$ и $\eta_m = 0,78$. Отметим, что расчетная методика не учитывает техническое состояние двигателя. Поэтому в условиях экс-

плутации механический КПД обычно определяют экспериментально рассмотренными ниже методиками. В соответствии с изложенным до исследования экспериментальных методик двигателя её ТА предварительно тщательно регулировалась на номинальной частоте вращения кулачкового вала НВД на номинальную цикловую подачу. После этого определялись и анализировались показатели работы ТА, могущие повлиять на механический КПД. Полученные данные приведены в таблице 1; указанная в качестве номинальной частота вращения ($n_k = 870 \text{ мин}^{-1}$) была ниже номинальной (875) в связи с тем, что шаг регулирования стенда был кратным 10 мин^{-1} .

Как видно из таблицы 1, с уменьшением частоты вращения кулачкового вала средняя цикловая подача $g_{ц,ср}$ увеличивалась (корректором центростремительного регулятора НВД). Степень увеличения по секциям ТА существенно различалась, и в результате возрастала межсекционная неравномерность топливоподачи δ , достигая к 620 мин^{-1} (к режиму максимального крутящего момента) 10,74 %. При работе с ТА с указанными регулировочными параметрами на номинальном режиме эффективная мощность составила $N_e = 45,6 \text{ кВт}$, т. е. не отличалась от паспортной. Дальнейшие исследования проводились с ориентиром на эту величину.

Таблица 1 Параметры топливоподачи ТА, отрегулированной на стенде КИ-22210

Частота вращения кулачкового вала $n_k, \text{мин}^{-1}$	Цикловая подача $g_{ц}$ по цилиндрам, мм^3				Средняя цикловая подача, $g_{ц,ср}, \text{мм}^3$	Межсекционная неравномерность топливоподачи $\delta, \%$
	I	II	III	IV		
870 (номинальная)	73/68	73/68	73/68	73/68	73,00/68,00	0,00
800	78/71	75/71	75/72	76/72	76,00/71,50	3,95/1,39
700	83/76	79/74	78/75	80/76	80,00/75,25	6,25/2,60
620*	89/78	82/75	80/77	84/77	83,75/76,75	10,74/3,92

* Режим максимального крутящего момента.

Средняя цикловая подача ТА при работе на двигателе на номинальном режиме составила $68 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, т. е. снизилась по сравнению с отрегулированной на стенде почти на 10 %. Причину этого можно выявить, анализируя определяющие цикловую подачу параметры

$$g_{ц} = \mu_{рф} f_p \cdot t \sqrt{\frac{2(p_{ф} - p_n)}{\rho}}, \quad (5)$$

где $\mu_{рф}$ – эффективное сечение распылителя; t – продолжительность впрыска; ρ – плотность топлива; $p_{ф}$ и p_n – давление начала впрыска и противодавление впрыску.

Входящее в это выражение противодавление впрыску p_n при регулировке по современной методике близко к атмосферному. На двигателе же оно определяется давлением газов в цилиндре в процессе впрыска (индикаторной диаграммой) и оказывается намного выше. Это и снижает среднюю цикловую подачу. Поддачи по цилиндрам на двигателе снижались неравномерно, вероятно, из-за неидентичности гидравлических сопротивлений секций ТА (в частности, эффективных сечений её распылителей $\mu_{рф}$ по выражению (5)). С учетом снижения цикловой поддачи на двигателе на стендах ТА обычно регулируют на подачу, превышающую номинальную на 10–25 % [2, 6]. В случае двигателя 4Ч11/13 для обеспечения на двигателе цикловой поддачи $68 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ нам пришлось на стенде регулировать ТА на подачу $73 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, т. е. увеличенную примерно на 10 %. Однако следует отметить, что простое увеличение поддачи топлива на стенде не решает проблему повышения неравномерности топливоподачи при работе ТА на дви-

гателе. Её можно решать, регулируя ТА на ту же пониженную на двигателе подачу при впрыске в среду с противодавлением, используя для его создания, например, предложенное Башкирским ГАУ устройство противодавления впрыску (УПВ) [7, 8], обеспечивающее возрастающее противодавление впрыску (рисунок 1, сплошная линия 0–3), приближенное по эффекту действия к индикаторной диаграмме двигателя (выравниванием заштрихованных площадей до и после точки 4) [9]. Как видно из таблицы 1 (цифры знаменателя), при таком регулировании неравномерности топливоподачи по цилиндрам действительно оказались ниже. Моторные испытания показали, что экономичность работы двигателя при этом, как и можно было ожидать, повысилась (удельный расход топлива снизился с 251,5 до 250,0 г./кВт·ч).

С использованием отрегулированной ТА вначале исследовалась ориентированная на формулу (1) и применяемая довольно часто методика Морзе, основанная на последовательном отключении цилиндров двигателя прекращением впрысков топлива. Результаты исследований представлены в таблице 2 (для случая регулирования ТА по современной методике без противодавления впрыску – числители, с противодавлением – знаменатели). При этой методике индикаторная мощность двигателя, определенная в виде суммы мощностей цилиндров, при регулировании ТА с впрыском в среду без противодавления составила $N_i = 15,7 + 15,0 + 14,2 + 14,2 = 59,1 \text{ кВт}$, а механический КПД равнялся $\eta_{м,ср} = 45,6 / 59,1 = 0,772$. При регулировании ТА

с противодавлением впрыску разброс эффективных мощностей по цилиндрам, как и ожидалось,

стал ниже, а механический КПД – выше $\eta_{м.ср} = 45,6 / 58 = 0,786$.

Рисунок 1

Расчетная индикаторная диаграмма двигателя 4Ч11/13 и экспериментальная диаграмма давления в камере УПВ: τ – продолжительность впрыска; ψ – период задержки самовоспламенения; ϕ – опережение впрыска; 0, 1, 2 и 4 – точки начал впрыска, самовоспламенения, конца впрыска топлива и пересечения линий 0–3 и 1–2; 0–3 – давление в камере УПВ

Таблица 2 Показатели работы двигателя 4Ч11/13 при последовательном отключении цилиндров

Номер отключенного цилиндра	Эффективная мощность двигателя N_e при отключенном цилиндре, кВт	Индикаторная мощность отключенного цилиндра N_i , кВт
1	29,9/30,5	15,7/15,1
2	30,6/30,8	15,0/14,8
3	31,4/31,6	14,2/14,0
4	31,4/31,5	14,2/14,1
Ширина поля разброса	1,5/1,1	1,5/1,1

По самой методике отметим, что поскольку мощности по цилиндрам заметно отличались (из-за указанной выше неравномерности топливopодачи), то практикуемое определение механического КПД двигателя по средней индикаторной мощности цилиндров представляется вполне оправданным.

Полученные значения механического КПД являются завышенными. Это можно доказать следующим образом. При работе на всех четырех цилиндрах мощность двигателя

$$N_e = N_{i1} + N_{i2} + N_{i3} + N_{i4} - N_{m1} - N_{m2} - N_{m3} - N_{m4}, \quad (6)$$

где $N_{i1(2, 3, 4)}$ и $N_{m1(2, 3, 4)}$ – мощности индикаторная и механических потерь цилиндров.

При прекращении впрыска топлива у любого цилиндра индикаторная мощность, естественно, исчезает (равна нулю). Считается, что при этом мощность его механических потерь не меняется. В соответствии с этим, если из выражения (6) вычесть аналогичное выражение мощности N_{e-i} (после выключения цилиндра), то получается индикаторная мощность отключенного цилиндра

$$N_e - N_{e-i} = N_i. \quad (7)$$

Однако это выражение не соответствует действительности из-за того, что при отключении впрыска топлива исчезает давление сгорания в надпоршневом пространстве цилиндра и соответственно снижаются потери на трение в узлах с подвижными деталями.

С учетом влияния давления сгорания топлива фактическую величину мощности механических потерь на трение любого цилиндра N_{mi} (в выражении (6)) справедливо представлять в виде суммы потерь, соответствующих давлениям сжатия газов N_{mci} и горения топлива N_{mgi}

$$N_{mi} = N_{mci} + N_{mgi}. \quad (8)$$

При этом выражение (7) для случая отключения любого цилиндра запишется уже в виде

$$N_e - N_{e-i} = N_i - N_{mgi}. \quad (9)$$

Как видно, левая часть этого выражения, принимаемая по выражению (7) за индикаторную мощность отключенного цилиндра, оказывается ниже его фактической индикаторной мощности N_i на величину N_{mgi} . Заметим, что при отключении рабочих ходов поршней прекращением впрысков топлива не учитываются и потери энергии на привод ТА, доходящие до 2 % от эффективной мощности двигателя [2]. Это

также снижает индикаторную мощность двигателя. В целом из-за влияния этих двух факторов при данной методике механический КПД оказывается завышенным. При определении механического КПД потерями на привод ТА можно не пренебрегать, если отключать цилиндр снятием форсунки (заглушив отверстие форсунки в головке цилиндра) и продолжая её впрыск в атмосферу (емкость). Продолжение впрыска оказывается особенно важным для дизелей с насосами распределительного типа, при которых отключение подачи любой секции резко снижает подачу следующей и, как следствие, точность методики. Вполне очевидно, что трудоемкость методики (количество измерений) определяется числом цилиндров двигателя. Её можно снизить, проводя групповое отключение цилиндров (с учетом порядка их работы с целью недопущения чрезмерного колебания угловой скорости вращения коленчатого вала), например, при рассматриваемом двигателе с порядком работы цилиндров 1–3–4–2, одновременно отключив вначале 1 и 4 цилиндры, а затем 3 и 2. Ограничиться одним измерением можно будет, тщательно регулируя ТА при впрыске топлива в среду с противодавлением, меняющемся аналогично таковому в цилиндрах двигателя. При таком подходе противодавление впрыску можно считать и способом улучшения и самой методики (снижения её трудоемкости). Методика Морзе требует сложного испытательного оборудования (тормозного стенда) и не может применяться в полевых условиях. К числу других её недостатков относятся невозможность использования в одноцилиндровых двигателях и завышенность получаемого значения механического КПД. На следующем этапе мощность механических потерь находилась ориентированной на выражение (2) методикой прокручивания двигателя электродвигателем. Для прокручивания использовался электродвигатель обкаточно-тормозного стенда КИ-1363 (марки АКБ-82-4УЗ, мощностью 55 кВт и с частотой вращения 1440 мин⁻¹). Электродвигатель стенда мог раскручивать двигатель только до частоты 960 мин⁻¹. Момент сопротивления двигателя незначительно зависел от частоты проворачивания и составил 74,0 Н·м. Мощность механических потерь на номинальной частоте вращения, определенная с учетом постоянства момента сопротивления двигателя, оказалась 13,55 кВт. При эффективной мощности двигателя $N_e = 45,6$ кВт механический КПД по выражению (2) получился $\eta_m = 0,771$. При этой методике для повышения точности получаемых результатов следует принимать меры по обеспечению во время испытаний рабочего температурного состояния двигателя, в частности, предварительно прогреть его до регламентированной температуры (85...90 °С охлаждающей

жидкости) и испытания проводить немедленно после этого. Это особо оговорено ГОСТом 18509-88 [3]. Полученное значение КПД и здесь оказывается завышенным из-за того, что определялось без учета тех же двух потерь, игнорируемых предыдущей методикой (двигатель прокручивался вхолостую с выключенной ТА). По точности эта методика не отличается от предыдущей. Особенность её – потери на привод ТА при ней можно определить, как разницу мощностей, потребляемых электродвигателем при прокручивании с впрыском топлива (в атмосферу) и без него. У двигателя 4Ч11/13 они составили 1,56 % от его эффективной мощности. Заметим также, что аналогично можно определять и влияние других поэлементных потерь на механический КПД двигателя, в частности на смазку, газообмен, охлаждение, привод отдельно вентилятора, водяного и жидкостного насосов и т. д. Известны и методики одинарного и двойного выбегов двигателя. При одинарном выбеге, ориентированном на выражение (2), двигатель на холостом ходу разгоняется до номинальной частоты вращения, затем прекращается впрыск топлива и засекается время на остановку вращения коленчатого вала t_o . При этом вся накопленная подвижными деталями двигателя энергия затрачивается на преодоление внутренних потерь двигателя. Мощность механических потерь, равная по величине мощности подвижных деталей двигателя, может вычисляться по выражению

$$N_m = J \cdot \omega \cdot \varepsilon_{xx}, \quad (10)$$

где J – суммарный момент инерции подвижных деталей двигателя (маховика, коленчатого вала и др.); $\omega = \pi \cdot n / 30$ – угловая скорость вращения коленчатого вала на номинальном режиме, у двигателя 4Ч11/13 она равна $\omega = 183,1$ с⁻¹; $\varepsilon_{xx} = \omega / t_o$ – угловое замедление коленчатого вала после выключения подачи топлива; его среднее значение определяется по продолжительности времени на остановку вращения коленчатого вала t_o .

Основная часть (85...90 %) суммарного момента инерции двигателя приходится на маховик [2], его можно определить расчетным методом по его массе и диаметру центра тяжести его сечения. У двигателя 4Ч11/13 он равен $J_m = 1,1$ кг·м². При этом суммарный момент инерции двигателя получается $J = 1,1 / J_m = 1,1 / (0,85...0,90) = 1,22...1,29$ кг·м². Время остановки t_o по секундомеру определялось пять раз, эти значения приведены в таблице 3. Им соответствовали угловые замедления, представленные также в этой таблице. Среднее угловое замедление составляет $\varepsilon_{xx} = 60,03$ с⁻². В соответствии с этими данными получилось $N_m = (1,22...1,29) \cdot 183,1 \cdot 60,03 = 13,41...14,18$ кВт. При этом механический КПД оказался в пределах $\eta_m = 0,763...$

0,773. Методика не требует применения сложного оборудования и может рекомендоваться для использования в полевых условиях.

Недостатки методики – необходимость предварительного определения момента инер-

ции двигателя и сравнительно низкая точность, обусловленная субъективностью определения продолжительности остановки коленчатого вала и влиянием тех же не учитываемых первыми двумя методиками факторов.

Таблица 3 Показатели углового замедления вращения коленчатого вала и механический КПД двигателя 4Ч11/13 при одинарном выбеге

Номер эксперимента	Время замедления t_0 , с	Угловое замедление ε_{xx} , с ⁻²	Среднее угловое замедление ε_{xx} , с ⁻²	Механический КПД η_m	
				по экспериментам	средний
1	2,99	61,24	60,03	0,759...0,769	0,763...0,773
2	3,12	58,69		0,767...0,777	
3	2,95	62,07		0,757...0,767	
4	3,35	54,66		0,779...0,789	
5	2,84	64,47		0,750...0,760	

Её применению в полевых условиях может способствовать предварительное определение (на моторостроительных заводах) точных значений моментов инерции двигателей и использование специальных высокоточных датчиков для оценки продолжительности остановки коленчатого вала двигателя. Точность оказывается намного выше при двойном выбеге (методике ЦНИДИ); первый из которых осуществляется без внешней нагрузки (как при одинарном выбеге), а второй – с внешней нагрузкой (коленчатый вал разгоняется до номинального режима и после прекращения впрыска под нагрузкой вращается до остановки). Механический КПД определяется по выражению

$$\eta_m = \frac{tg\alpha_n - tg\alpha_{xx}}{tg\alpha_n}, \quad (11)$$

где $tg\alpha_n$ и $tg\alpha_{xx}$ – тангенсы угловых замедлений при выбеге без нагрузки и с нагрузкой, пропорциональные часовым расходам топлива по выражению (4).

Точность методики ограничивается точностью определения тангенсов углов. От этого недостатка можно избавиться, на наш взгляд, найдя механический КПД по предлагаемому выражению, полученному на основе выражения (11):

$$\eta_m = \frac{t_{xx} - t_n}{t_{xx}} = 1 - \frac{t_n}{t_{xx}}, \quad (12)$$

где t_{xx} и t_n – продолжительности остановки коленчатого вала при выбеге без нагрузки и под нагрузкой.

Экспериментами было установлено, что у двигателя 4Ч11/13 получились $t_{xx} = 3,33$ с, и $t_n = 0,94$ с, а механический КПД составил $\eta_m = 0,718$, т. е. оказался ниже определенных по предыдущим методикам. Поскольку второй выбег здесь проводится под нагрузкой, т. е. с учетом рассмотренных выше двух потерь, то можно считать, что полученное значение КПД намного ближе к фактическому. Разница между КПД, определенными последовательным отключением цилиндров (0,772) и двойным выбегом (0,718), равна 0,054 и соответствует, скорее всего, именно этим не учитываемым предыду-

щими методиками двум потерям. Поскольку на привод ТА расходуется 1,56 % эффективной мощности (т. е. 0,71 кВт), то получается, что на потери эффективной мощности от давления сгорания топлива приходится 3,84 % (т. е. примерно 1,75 кВт). Двойной выбег требует применения сложного испытательного оборудования и не может применяться в полевых условиях. Методика нагрузочных характеристик ориентирована на выражение (4). Мощности индикаторная и механических потерь здесь определяются графически – экстраполированием нагрузочной характеристики (см. линию $G_{ч,xx}$ рисунка 2) при $G_{ч,n}$ и $G_{ч,xx}$, пропорциональных длинам l и l_{xx} . Механический КПД двигателя 4Ч11/13 для случая регулирования ТА без противодействия впрыску при этом составил

$$\eta_m = \frac{119,11 - 27,91}{119,11} = 0,766.$$

При регулировании ТА с противодействием впрыску он возрос до $\eta_m = 0,771$ (из-за снижения межсекционной неравномерности топливоподачи).

Недостаток методики в том, что не характерная для предыдущих методик дополнительная погрешность вносится при экстраполировании графика нагрузочной характеристики. Применению её в полевых условиях препятствует всё та же сложность, обусловленная необходимостью применения тормозного оборудования. Если для определения механического КПД использовать указанные на нагрузочной характеристике часовые расходы топлива (по выражению (4)), то получается следующая методика, называемая методикой скоростных характеристик. При указанных на рисунке 2 расходах топлива механический КПД составил для случая регулирования ТА без противодействия впрыску $\eta_m = 0,740$ и с противодействием $\eta_m = 0,745$. Повышение КПД и здесь объясняется снижением межсекционной неравномерности топливоподачи. Более низкие значения механического КПД, приближающие по точности эту методику к методике двойного выбега, объясняются двумя причинами.

Рисунок 2

Нагрузочная характеристика двигателя 4C11/13 при регулировке ТА без противодействия впрыску (сплошные линии) и с противодействием (пунктирные)

Первая из них – на холостом ходу процессы смесеобразования и сгорания оказываются хуже (из-за преобладающего влияния начального и конечного участков процесса впрыска, увеличивающего часовой расход топлива) и вторая –

расход топлива на холостом ходу, равный $G_{ch.xx} = 2,98$ кг/ч, составляет около 26 % от расхода на номинальном режиме ($G_{ch.n} = 11,47$ кг/ч), т. е. можно считать, что при этой методике на столько же процентов учитываются неучтенные методикой Морзе потери. В заключение механический КПД определялся по методике Н.С. Ждановского, разработанной в качестве полевой и основанной на нахождении максимально развиваемой частоты вращения коленчатого вала при работе двигателя на холостом ходу на части цилиндров с полной подачей топлива [10, 11, 12]. По этой частоте вращения последовательно находят коэффициент загрузки двигателя и по нему (с использованием предварительно построенных номограмм) механический КПД двигателя. При работе на одном цилиндре двигатель 4C11/13 не развивал необходимую номинальную частоту вращения. При работе на двух цилиндрах (3 и 4) он раскручивался до 1790 мин^{-1} . До номинальной частоты обороты были снижены увеличением нагрузки на двигатель (через обкаточно-тормозной стенд).

Таблица 4 Показатели работы двигателя при двух работающих цилиндрах и $n = 1750 \text{ мин}^{-1}$

Номер эксперимента	работающих цилиндров	Крутящий момент $M_k, \text{Н}\cdot\text{м}$	Эффективная мощность $N_e, \text{кВт}$	Коэффициент нагрузки, κ	Механический КПД η_m	
					по цилиндрам	средний
1	3-4	83,3	15,2	0,33	0,75	0,735
2	2-4	78,5	14,3	0,32	0,74	
3	2-3	73,5	13,4	0,3	0,72	
4	1-4	78,5	14,3	0,32	0,74	
5	1-3	78,5	14,3	0,32	0,74	
6	1-2	73,5	13,4	0,3	0,72	

Таблица 5 Механический КПД двигателя 4C11/13 при различных методиках его определения

Методика	η_m двигателя при регулировании ТА		Характеристика методики	
	без противодействия впрыску	с противодействием впрыску	достоинства	недостатки
Морзе (последовательного отключения цилиндров)	0,772	0,786	Применяется шире, чем все другие методики, и поэтому пока еще является привычной	Высокая трудоемкость, невозможность применения для одноцилиндровых двигателей и в полевых условиях и завышенность результатов
Прокручивания коленчатого вала двигателя электродвигателем	0,771	–	Возможность определения влияния поэлементных потерь энергии на механический КПД	Необходимость поддержания рабочего теплового состояния двигателя и невозможность применения в полевых условиях
Малеева (одинарного выбега)	0,768	–	Простота оборудования и применимость в полевых условиях	Необходимость предварительного определения момента инерции двигателя
ЦНИДИ (двойного выбега)	0,718	–	Высокая точность	Невозможность применения в полевых условиях
Вилланса (нагрузочных характеристик)	0,766	0,771	Не требует дополнительных экспериментов (определяется по нагрузочной характеристике двигателя)	Невозможность использования в полевых условиях (сложность испытательного оборудования)
Скоростных характеристик	0,740	0,745	Не требует дополнительных экспериментов (определяется по скоростной характеристике двигателя)	Невозможность использования в полевых условиях
Ждановского	0,735	–	Применимость в полевых условиях	Сложность испытательного оборудования, большая трудоемкость
Средние значения	0,753	0,767	–	–

При этом (таблица 4) мощность составила 15,2 кВт, коэффициент загрузки был $\kappa = N_e / N_{en} = 15,2 / 45,6 = 0,33$, а механический КПД по номограмме оказался равным 0,75. Средний механический КПД по шести экспериментам (при различных сочетаниях цилиндров) составил 0,735.

Недостатки методики – большое количество измерений (шесть по таблице 4) и необходимость корректировки нагрузки двигателя при каждом эксперименте. Они являются серьезным препятствием для ее использования в полевых условиях.

Результаты определения механического КПД всеми исследованными методиками и выявленные их преимущества и недостатки в обобщенном виде приведены в таблице 5.

Выводы. 1. При выборе методики определения механического КПД двигателей следует учитывать, что по точности методика ЦНИДИ превосходит все известные; методики Морзе и прокручивания электродвигателем по точности равноценны. Недостатки – оба не учитывают внутренние потери на привод ТА, доходящие до 2 % от эффективной мощности двигателя, и трение в кривошипно-шатунном механизме из-за возрастания давления в надпоршневом пространстве при сгорании топлива, доходящее в сумме до 3,8 % от эффективной мощности. Трудоемкость методики Морзе можно снижать, переходя на последовательное групповое отключение цилиндров или повышая равномерность мощностей цилиндров путем регулирования ТА впрыском топлива в среду с противодавлением, меняющимся аналогично таковому в цилиндре двигателя. Преимущество методики прокручивания электродвигателем в том, что применяемое при ней оборудование позволяет определять

влияние поэлементных потерь энергии на КПД двигателя; методика скоростных характеристик позволяет обнаруживать около 26 % потерь, не учитываемых методиками Морзе и прокручивания электродвигателем. Точность методики снижается из-за ухудшения смесеобразования и сгорания топлива на малых подачах. В итоге по точности она, приближаясь к методике ЦНИДИ, превосходит методику нагрузочных характеристик.

2. Методики ЦНИДИ, Морзе, прокручивания электродвигателем, нагрузочных и скоростных характеристик требуют сложного испытательного оборудования и не могут применяться в полевых условиях. Для полевых условий пригодны методики одинарного выбега и Ждановского. Однако пока еще они не используются из-за большой трудоемкости, обусловленной необходимостью предварительного определения момента инерции двигателя (одинарного выбега) и регулирования ТА в лабораторных условиях и использования сложного оборудования и специальных номограмм.

3. Эффективными направлениями дальнейшего совершенствования известных методик определения механического КПД двигателей являются снижение их трудоемкости и повышение точности с полным учетом всех внутренних потерь энергии.

4. Механический КПД двигателей можно повышать, помимо известных способов, снижением межсекционной неравномерности топливоподачи (переходом на регулирование ТА с противодавлением впрыску); улучшением процессов смесеобразования и сгорания топлива на малых подачах (используя аккумуляторные системы или переходя на регулирование загрузки двигателя отключением рабочих ходов поршней).

Библиографический список

1. Габитов, И.И. Совершенствование средств технического сервиса автотракторной и мобильной сельскохозяйственной техники [Текст] / И.И. Габитов, А.В. Неговора // Труды ГОСНИТИ. 2014. Т. 117. С. 62–66.
2. Баширов, Р.М. Автотракторные двигатели: конструкция, основы теории и расчета [Текст] / Р.М. Баширов. М.: Лань, 2017. 335 с.
3. ГОСТ 18509-88 Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний [Текст]. М.: Изд-во стандартов, 1988. 46 с.
4. ГОСТ 8670-82 Насосы топливные высокого давления автотракторных дизелей. Правила приемки и методы испытаний [Текст]. М.: Изд-во стандартов, 1982. 5 с.
5. Файнлейб, Б.Н. Методы испытаний и исследований топливной аппаратуры автотракторных дизелей [Текст] / Б.Н. Файнлейб, И.П. Голубков, Л.А. Ключев. М. – Л.: Машиностроение, 1965. 175 с.
6. Tsunemoto H. et al. Spray motion on the walls of combustion chambers of various shaper in direct injection diesel engines. SAE Review. 1984. № 9. P. 16.
7. Сафин, Ф.Р. Совершенствование методики и средств регулирования топливной аппаратуры автотракторных дизелей [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / Ф.Р. Сафин. Оренбург, 2015. 145 с.
8. Баширов, Р.М. Стенд для испытания и регулировки дизельной топливной аппаратуры [Текст] / Р.М. Баширов, С.З. Инсафудинов, Ф.Р. Сафин, Л.Н. Костенко // Патент на изобретение RUS 2429373 от 24.02.2010 г.
9. Сафин, Ф.Р. Модернизация регулировочных стендов топливной аппаратуры автотракторных дизелей введением противодействия впрыску топлива [Текст] / Ф.Р. Сафин, Э.М. Гайсин // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2016. Вып. № 3 (39). С. 96–100.

10. Ждановский, Н.С. Бестормозные испытания тракторных двигателей [Текст] / Н.С. Ждановский. Л: Машиностроение, 1966. 178 с.

11. Ждановский, Н.С. К определению механических потерь автотракторных двигателей способом выключения цилиндров [Текст] / Н.С. Ждановский // Автомобильная и тракторная промышленность. 1952. Вып. № 6. С. 5–6.

12. Gabitov, I. Diagnostics and Regulation of Fuel Equipment of Diesels on Stands with Injection to Medium with Counter-Pressure. / Ildar Gabitov, Samat Insafuddinov, Denis Kharisov, Filyus Safin andrei Negovora, Nail Yunusbaev, Alfir Akhmetov, Timur Farhutdinov and Albert Sharafiev // Journal of Engineering and Applied Sciences. 2018. № 13. P. 8782–8788.

Сведения об авторах

1. **Баширов Радик Минниханович**, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, 450001, Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. 50-летия Октября, 34, тел.: +7 (3472) 285200, e-mail: fils02@mail.ru.

2. **Сафин Филлюс Раисович**, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей и машинно-тракторных комплексов, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, 450001, Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. 50-летия Октября, 34, тел.: +7 (3472) 525793, e-mail: fils02@mail.ru.

Одним из основных понятий в теории двигателей внутреннего сгорания является механический КПД, оценивающий внутренние потери энергии двигателя и применимый для определения эффективных показателей работы и качества ремонта двигателей. В условиях эксплуатации его обычно определяют экспериментально. Сравнительным анализом установлено, что наибольшая точность достигается при методике двойного выбега (ЦНИДИ). Методики Морзе и прокручивания двигателя электродвигателем практически равноценны. Механический КПД при них оказывается несколько завышенным. Методики скоростных и нагрузочных характеристик не требуют специальных испытаний и предусматривают определение механического КПД по соответствующим характеристикам двигателей. В условиях эксплуатации могут применяться простейшие и не требующие слож-

ного оборудования методики, в частности одинарного выбега. Недостатки её – недостаточно высокая точность, обусловленная субъективностью определения времени остановки коленчатого вала и необходимостью предварительного определения момента инерции двигателя. Они могут не проявляться при использовании высокоточных датчиков и предварительном определении моментов инерции двигателей. Методика Ждановского по точности приближается к методике двойного выбега, но требует предварительного регулирования топливной аппаратуры в лабораторных условиях и использования сложного оборудования. Эффективными направлениями дальнейшего совершенствования известных методик определения механического КПД двигателей являются снижение их трудоемкости и повышение точности с полным учетом всех внутренних потерь энергии.

R. Bashirov, F. Safin

COMPARATIVE ANALYSIS OF METHODS TO DETERMINE THE MECHANICAL EFFICIENCY OF CAR-AND-TRACTOR DIESEL ENGINES

Key words: *engine; efficiency factor; mechanical losses; adjusting stand; fuel apparatus.*

Authors' personal details

1. **Bashirov Radik**, Doctor of technical sciences, professor, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University», Ufa, 50-letia Octiabria St., 34, phone: +7 (3472) 285200, e-mail: fils02@mail.ru.

2. **Safin Filyus**, Candidate of technical sciences, associate professor of the Cars and machine-and-tractor aggregates department, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University», Ufa, 50-letia Octiabria St., 34, phone: +7 (3472) 525793, e-mail: fils02@mail.ru.

One of the basic concepts in the theory of internal combustion engines is the mechanical efficiency that evaluates the internal energy loss of an engine and is applicable to determine the effective perfor-

mance and quality of engine repair. In operating conditions it is usually determined experimentally. By comparative analysis, it was found that the highest accuracy is achieved with the double run-on

technique (CSNIDI). Methods of Morse and motor scrolling by an electric motor are almost equivalent. The mechanical efficiency at them is a little overstated. Methods of speed and load characteristics do not require special tests and provide finding the mechanical efficiency according to the corresponding characteristics of the engines. Under operating conditions, simplest methods that do not require complex equipment, in particular a single run-down, can be used. Its disadvantages are not high accuracy due to the subjectivity of determining the crankshaft stop time and the need to pre-determine the moment

of inertia of the engine. They may not appear when using high-precision sensors and preliminary determination of the moments of inertia of engines. Zhdanovsky's technique in terms of accuracy is close to the double run-down technique, but requires preliminary control of the fuel equipment under laboratory conditions and the use of sophisticated equipment. Effective ways to further improve the known methods for determining the mechanical efficiency of engines are reducing their labor intensity and improving accuracy with full consideration of all internal energy losses.

© Баширов Р.М., Сафин Ф.Р.