

Литература

1. Доильный стакан: пат. 647877 Рос. Федерации; МПК А01J5/08 / А. В. Китун, С. Н. Бондарев, Н. Н. Романюк, В. А. Агейчик, Б. К. Салаев, В. А. Эвиев, В. Л. Барышев; заявитель Калмыцкий государственный университет имени Б. Б. Городовикова – № 2017110587, заявл. 29.03.2017, опубл. 21.03.2018 // Офиц. бюл. / Федер. служба интел. собств. – 2018. – № 9. – С. 145.
2. Бондарев, С. Н. Методика подбора сосковой резины для дойного стада / С. Н. Бондарев, А. В. Китун // Агропанорама. – 2016. – № 6. – С. 39–42.
3. Подскребко М. Д. Сопротивление материалов: учебник / М. Д. Подскребко. – Минск: Высшая школа, 2007. – 797 с.
4. Лизин, В. Т. Проектирование тонкостенных конструкций / В. Т. Лизин, В. А. Пяткин. – 3-е изд., перераб и доп. – М.: Машиностроение, 1994. – 383 с.
5. Бондарев, С. Н. Определение величины вакуума в присоске сосковой резины доильного аппарата / С. Н. Бондарев, А. В. Китун, В. И. Передня // Агропанорама. – 2018. – № 3. – С. 45–48.

УДК 621.43

Поступила в редакцию 11.10.2018
Received 11.10.2018

В. Е. Тарасенко¹, А. А. Жешко²

*¹УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»
г. Минск, Республика Беларусь*

*²РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»
г. Минск, Республика Беларусь
e-mail: trs9@yandex.ru; azeshko@gmail.com*

ОБОСНОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДИЗЕЛЕЙ ТРАКТОРОВ И САМОХОДНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

В статье приводятся результаты выполненных исследований по обоснованию режимов работы дизелей тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин.

Ключевые слова: дизельный двигатель, самоходная сельскохозяйственная машина, режим работы, теплонапряженные системы.

V. E. Tarasenko¹, A. A. Zheshko²

*¹Educational Establishment «Belarusian State Agrarian Technical University»
Minsk, Republic of Belarus*

*²RUE «SPC NAS of Belarus for Agriculture Mechanization»
Minsk, Republic of Belarus
e-mail: trs9@yandex.ru; azeshko@gmail.com*

JUSTIFICATION OF THE OPERATION MODES OF THE TRACTORS ENGINE AND SELF-PROPELLED AGRICULTURAL MACHINES

Results of the researches on justification of operating modes of the tractors engine and self-propelled farm vehicles are given in article.

Keywords: diesel engine, self-propelled farm vehicle, operating mode, heat-stressed systems.

Введение

Снижение удельного расхода топлива на протяжении длительного периода времени является одной из основных задач развития и модернизации автотракторных ДВС. В настоящее время внедрение электронных систем управления подачей топлива позволило осуществлять гибкое изменение цикловой подачи, оптимальное регулирование угла опережения впрыска топлива, обеспечивать заданную внешнюю скоростную характеристику дизеля и др. Однако проводимая высокотехнологичная модернизация топливных систем должна дополняться комплексом компьютерного моделирования как рабочих процессов ДВС, так и режимов их работы с целью обеспечения эффективного функционирования топливной системы в реальных условиях эксплуатации.

Серьезным препятствием на пути повышения эффективности двигателей и других агрегатов рассматриваемых машин является их теплонапряженность. Даже при работе на оптимальном нагрузочном режиме доля полезного использования теплоты, получаемой при сгорании топлива в двигателе, составляет 35–42 %. Тепловые потери, уносимые отработавшими газами и охлаждающей системой, сопоставимы с полезно используемой долей теплоты. Они возрастают при работе двигателя на частичных нагрузках.

Основной задачей при разработке теплонапряженных систем является принятие таких параметров радиатора, расхода жидкости и потока воздуха, чтобы обеспечивалось условие теплового баланса при передаче теплоты. Непременным при этом, в отличие от проектирования других агрегатов и узлов машин, является проведение *теплового расчета*. Тепловой расчет проводится по математическим моделям на основе законов таких наук, как термодинамика, теплопередача, гидродинамика и аэродинамика.

Построение внешних скоростных характеристик дизелей мобильных сельскохозяйственных машин

Руководствуясь массивом данных, полученных при испытании дизелей мобильных сельскохозяйственных машин (DEUTZ BF 6M 1013FC трактора «Беларус-3022», DEUTZ TCD 2013 L06 4V трактора «Беларус-3522», D-260.4S3A трактора «Беларус-2022.4», D-262.S2 трактора «Беларус-3022» и зерноуборочного комбайна КЗС-1218), построены соответствующие скоростные характеристики с целью дальнейшего их исследования и анализа (рисунки 1–4).

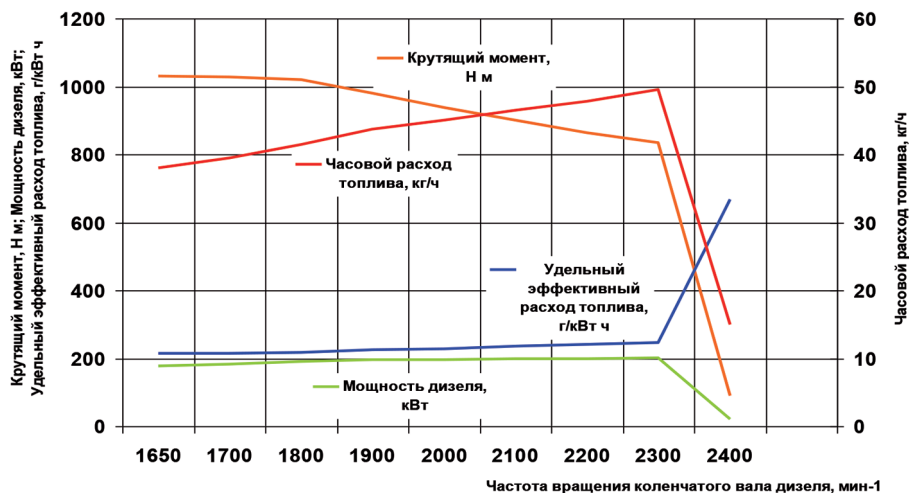


Рисунок 1. – Внешняя скоростная характеристика дизеля DEUTZ BF 6M 1013FC

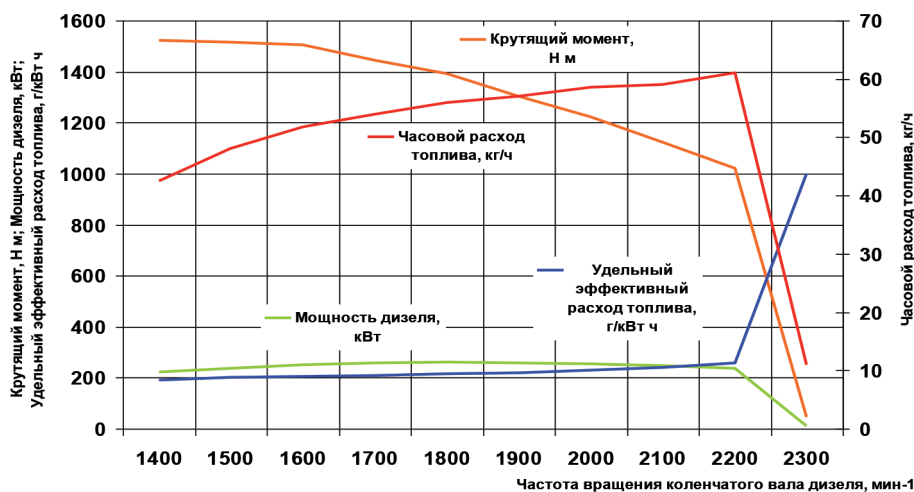


Рисунок 2. – Внешняя скоростная характеристика дизеля DEUTZ TCD 2013 L06 4V

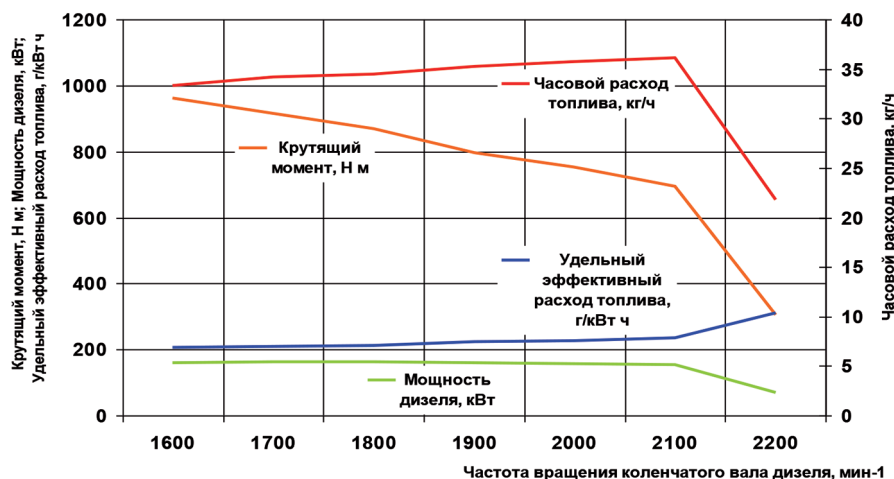


Рисунок 3. – Внешняя скоростная характеристика дизеля D-260.4S3A

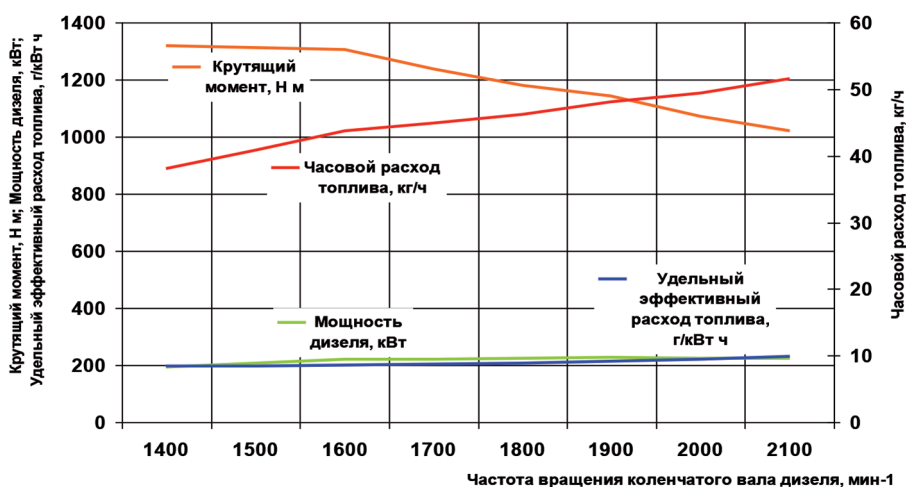


Рисунок 4. – Внешняя скоростная характеристика дизеля D-262.S2

Полученные скоростные характеристики рассматриваемых дизелей свидетельствуют о том, что максимальная мощность достигается на режимах, граничащих с номинальными. С целью определения мощности дизелей во всех диапазонах частоты вращения коленчатого вала сформированы интерполяционные полиномы Лагранжа для каждого дизеля в отдельности в функции $N_e = f(n)$:

– для дизеля DEUTZ TCD 2013 L06 4V получаем:

$$P(x) = -\frac{1}{19200000000}x^4 + \frac{1}{2400000}x^3 - \frac{689}{480000}x^2 + \frac{2809}{1200}x - 1184; \quad (1)$$

– для дизеля D-260.4S3A получаем:

$$P(x) = -\frac{11}{40000000000}x^5 + \frac{203}{800000000}x^4 - \frac{22421}{24000000}x^3 + \frac{137221}{80000}x^2 - \frac{9423211}{6000}x + 573845; \quad (2)$$

– для дизеля BF 6M 1013FC получаем:

$$P(x) = -\frac{277}{10080000000000}x^5 + \frac{19327}{72000000000}x^4 - \frac{210733}{201600000}x^3 + \frac{584201}{288000}x^2 - \frac{6591139}{3360}x + \frac{3782412}{5}; \quad (3)$$

– для дизеля Д-262.S2 получаем:

$$P(x) = -\frac{239}{2520000000000}x^5 + \frac{10303}{126000000000}x^4 - \frac{100939}{360000000}x^3 + \frac{6020627}{12600000}x^2 - \frac{1415889}{3500}x + 136267. \quad (4)$$

Полученные интерполяционные полиномы дизелей в функции $N_e = f(n)$ позволяют определять эффективную мощность и крутящий момент в диапазоне эксплуатационных нагрузок.

Определение количества теплоты, поступающей в систему охлаждения дизеля, и количества теплоты, уносимой с отработавшими газами, на различных режимах работы

Опираясь на значения параметров (N_e – эффективная мощность двигателя, κBm ; G_T – часовой расход топлива, $\kappa z/ч$; g_e – удельный эффективный расход топлива, $z/\kappa Bm \cdot ч$; M_k – крутящий момент на коленчатом валу двигателя, $H \cdot м$; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, $мин^{-1}$), вытекающие из построенных скоростных характеристик рассматриваемых дизельных двигателей (рисунки 1–4), определены составляющие теплового баланса при различной частоте вращения коленчатого вала двигателя. В результате создана возможность оценки теплоиспользования и, соответственно, выбора двигателя с точки зрения достижения максимальной эффективной составляющей по тепловому балансу.

Известно, что тепловой баланс дизеля состоит из следующих составляющих:

$$Q_T = Q_e + Q_V + Q_M + Q_G + Q_{ост}, \quad (5)$$

где Q_T – количество теплоты, образующейся при сгорании топлива, $\kappa Дж$; Q_e – количество теплоты, эквивалентной эффективной мощности, $\kappa Дж$; Q_V – количество теплоты, поступающей в систему охлаждения, $\kappa Дж$; Q_M – количество теплоты, поступающей в систему смазки, $\kappa Дж$; Q_G – количество теплоты, уносимой отработавшими газами, $\kappa Дж$; $Q_{ост}$ – остаточный член теплового баланса, $\kappa Дж$.

Полное количество теплоты ($\kappa Дж/с$), выделяющейся при сгорании топлива, равно:

$$Q_T = 2,8 \cdot 10^{-4} H_T G_T,$$

где H_T – низшая теплотворная способность топлива (для дизельного топлива $H_T = 42700 \kappa Дж/кг$).

При составлении теплового баланса в относительных единицах полная теплота сгоревшего топлива принимается за единицу или в процентах – за 100 %.

Известно, что в полезную эффективную работу превращается только часть теплоты сгорания топлива Q_e , по значению она эквивалентна эффективной мощности дизеля [1, 2]. При принятых единицах рассмотрения теплового баланса это утверждение можно записать в виде:

$$Q_e = N_e.$$

Количество теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость системы охлаждения, учитывается составляющей теплового баланса Q_V и определяется по формуле:

$$Q_V = G_V c_{pV} \rho_V (T_{V2} - T_{V1}), \quad (6)$$

где G_V – расход охлаждающей жидкости, $м^3/ч$. Значения расхода ОЖ известны на номинальном режиме при номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля (таблица 1); при отличных режимах работы расход ОЖ будем определять пропорционально снижению частоты вращения коленчатого вала; c_{pV} – средняя теплоемкость охлаждающей жидкости, $\kappa Дж/(кг \cdot K)$; ρ_V – плотность охлаждающей жидкости, $кг/м^3$ (таблица 1).

Таблица 1. – Принятые физические свойства охлаждающей жидкости (антифриза)

T, K	$t, ^\circ C$	$P \cdot 10^3, бар$	$\nu \cdot 10^6, м^2/с$	$\rho, кг/м^3$	$\beta^t, 1/K$	$c_p, Дж/кг \cdot K$	$\lambda, Вт/м \cdot K$	$\alpha \cdot 10^6, м^2/с$	Pr
213	-60	—	2371,0	1143	6,15	2390	0,315	0,115	20600
233	-40	2,5	222,4	1129	6,22	2542	0,317	0,11	2020
273	0	7,2	14,6	1102	6,38	2847	0,329	0,105	139
293	20	16,7	6,3	1089	6,45	2999	0,337	0,103	61,2
313	40	50,4	3,3	1076	6,5	3151	0,343	0,101	32,7
333	60	133,6	2,0	1062	6,58	3303	0,359	0,101	19,8
353	80	309,8	1,3	1048	6,65	3455	0,361	0,0994	13,1
373	100	647,9	0,99	1034	6,75	3608	0,363	0,0973	10,2
393	120	1261,2	0,78	1011	6,92	3760	0,362	0,0953	8,18

В тракторных дизелях теплопередача в охлаждающую жидкость СО составляет 20–25 % от полной теплоты сгорания топлива [1, 2, 3]. Это количество теплоты от горячих газов сгоревшего топлива поступает через стенки цилиндров в охлаждающую жидкость. В дизеле имеется вторичный источник теплоты – работа трения элементов дизеля (поршень-гильза, вкладыши – валы, подшипники др.), на которую затрачивается часть энергии введенного топлива. Принимается, что составляющие теплоты трения при работе дизеля переходят в теплоту, поступающую в охлаждающую жидкость и масло. При снятии теплового баланса теплота трения отдельно не выделяется.

Потери теплоты в масло Q_M выделяются отдельной составляющей дизелей, у которых охлаждение масла осуществляется воздушно-масляным радиатором. Для дизелей, у которых в блок встроены ЖМТ, эта составляющая входит в состав теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость. Теплота, поступающая в масло, определяется по формуле:

$$Q_M = G_M c_{PM} \rho_M (T_{M2} - T_{M1}),$$

где G_M – расход масла через масляный радиатор, $м^3/ч$; c_{PM} – средняя теплоемкость масла, $кДж/(кг \cdot K)$; ρ_M – плотность масла, $кг/м^3$; T_{M2}, T_{M1} – температура масла на входе в масляный радиатор и выходе из него, $^\circ C$.

Относительная составляющая потерь теплоты в масло составляет для дизелей 4–8 % от общего количества теплоты сгорания топлива.

Потери теплоты с отработавшими газами Q_G определяются по приближенной формуле в предположении, что количество газов равно сумме количества поступившего в цилиндры воздуха и топлива:

Таблица 2. – Свойства отработавших газов в зависимости от температуры

$t, ^\circ C$	$\rho, кг/м^3$	$c_p, кДж/(кг \cdot K)$	$\lambda^2, Вт/(м \cdot K)$	$\alpha \cdot 10^6, м^2/с$	$\mu \cdot 10^6, Па \cdot с$	$\nu \cdot 10^6, м^2/с$	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,90	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,80	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,90	24,5	32,30	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,90	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,30	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,135	6,56	121,10	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,90	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,80	40,7	112,10	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,70	43,4	131,80	0,60
900	0,301	1,290	10,00	258,00	45,9	152,50	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,40	48,4	174,30	0,53
1100	0,257	1,323	11,75	345,50	50,7	197,10	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,40	53,0	221,00	0,56

$$Q_{\Gamma} = (G_{\text{вт}} + G_{\text{т}}) c_{\text{рГ}} \rho_{\Gamma} (T_{\Gamma} - T_{\text{окр}}), \quad (7)$$

где $G_{\text{вт}}$, $G_{\text{т}}$ – количество, соответственно, воздуха и топлива, поступивших в цилиндры дизеля при сгорании топлива, $\text{м}^3/\text{ч}$; $c_{\text{рГ}}$ – средняя теплоемкость отработавших газов, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; ρ_{Γ} – плотность отработавших газов, $\text{кг}/\text{м}^3$; T_{Γ} и $T_{\text{окр}}$ – температура отработавших газов и окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$.

С отработавшими газами в дизеле удаляется до 25–35 % теплоты, выделяющейся при сгорании топлива [1, 2, 3]. Значения параметров отработавших газов, необходимые в дальнейших расчетах, представлены в таблице 2 в диапазоне температур от 0 до 1200 $^{\circ}\text{C}$, значения параметров воздуха, поступающего в цилиндры дизеля, приняты по справочным данным [2, 3, 4].

Остаточный член теплового баланса определяется по разности между расчетным количеством теплоты, поступившим в цилиндры дизеля при сгорании топлива, и суммой определенных при испытании составляющих:

$$Q_{\text{ост}} = Q_{\text{т}} - \sum_1^n Q_i \cdot$$

Расчет составляющих теплового баланса

В расчетах, учитывая современные требования к дизельному топливу, принято $H_{\text{т}} = 42700 \text{ кДж}/\text{кг}$.

Теплоемкость антифриза и воздуха не являются величинами постоянными, плотность антифриза находится в пределах от 1011 до 1143 $\text{кг}/\text{м}^3$, его же теплоемкость – в пределах от 2390 до 3760 $\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{К}$. Данные параметры зависят от соответствующей температуры.

Проводить расчеты с учетом такой изменчивости параметров антифриза и воздуха затруднительно, и, как правило, принимаются постоянные величины (для антифриза плотность равна 1025 $\text{кг}/\text{м}^3$, для воздуха – 1,120 $\text{кг}/\text{м}^3$, теплоемкость антифриза равна 3,675 $\text{кДж}/\text{кг}\cdot\text{К}$, воздуха – 1,005 $\text{кДж}/\text{кг}\cdot\text{К}$). Однако в дальнейшем расчете указанные параметры принимались в соответствии с величиной температуры.

Установившийся режим работы дизеля предполагает достижение температуры антифриза порядка 100 $^{\circ}\text{C}$ и выше. Нами используются значения $T_{\text{в2}}$ и $T_{\text{в1}}$, а именно температура антифриза на выходе из дизеля и температура на входе в дизель (входе в радиатор и выходе из него).

$$T_{\text{в2}} = 93 \dots 108 \text{ } ^{\circ}\text{C}, T_{\text{в1}} = 87 \dots 94 \text{ } ^{\circ}\text{C}.$$

$G_{\text{в}}$ – расход охлаждающей жидкости, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Тракторы «Беларус» выпускаются в диапазоне мощности от 26,5 до 261 кВт и состоят из базовых моделей и модификаций [5, 6]. Для тракторов «Беларус» системы охлаждения можно разделить на модули по мощности применяемых двигателей:

- модуль А: дизели мощностью в диапазоне 26,0–66 кВт ;
- модуль В: дизели мощностью в диапазоне 70–90 кВт ;
- модуль С: дизели мощностью в диапазоне 96–161 кВт ;
- модуль D: дизели мощностью в диапазоне 186–261 кВт .

Таблица 3. – Составляющие модулей систем охлаждения тракторов «Беларус»

Наименование составляющих	Основные рабочие параметры по модулям			
	A	B	C	D
Жидкостный насос (производительность), $G_{\text{г}}$, л/мин	130			
		180		
			250	
				450
Вентилятор (производительность), $G_{\text{в}}$, $\text{м}^3/\text{ч}$	4600			
		6600		
			9600	
				16000

В нашем случае трактор «Беларус-2022.4» относится к модулю С, а тракторы «Беларус-3022» и «Беларус-3522» – к модулю D. «Беларус-2022.4» – 250 л/мин; «Беларус-3022» – 350 л/мин; «Беларус-3522» – 450 л/мин.

Составляющие модулей систем охлаждения тракторов «Беларус» приведены в таблице 3.

Результаты определения составляющих теплового баланса рассматриваемых дизелей отражены на рисунках 5–8.

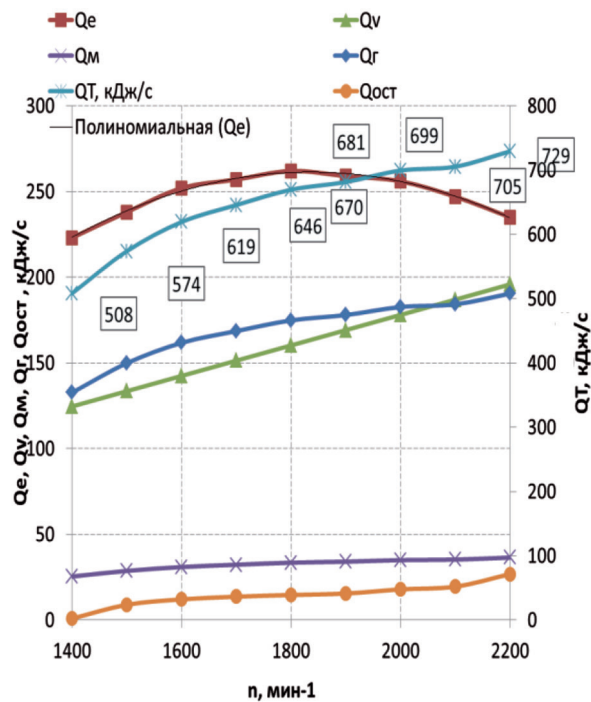


Рисунок 5. – Распределение составляющих теплового баланса дизеля DEUTZ TCD 2013 L06 4V в зависимости от частоты вращения коленчатого вала (температура охлаждающей жидкости на выходе из дизеля – 101 °С)

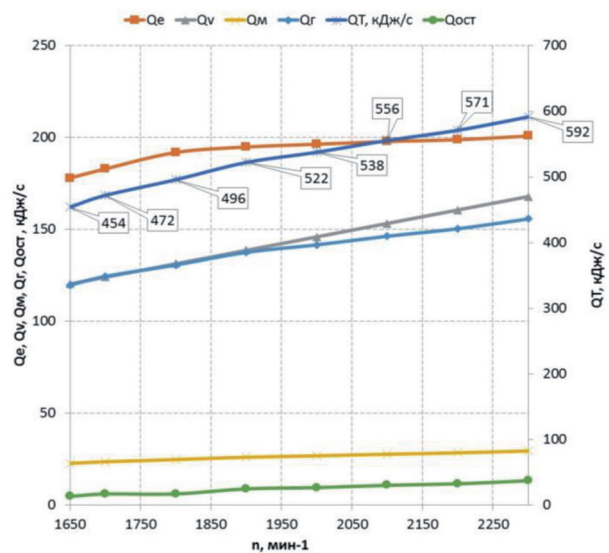


Рисунок 6. – Распределение составляющих теплового баланса дизеля DEUTZ BF 6M 1013FC в зависимости от частоты вращения коленчатого вала (температура охлаждающей жидкости на выходе из дизеля – 103 °С)

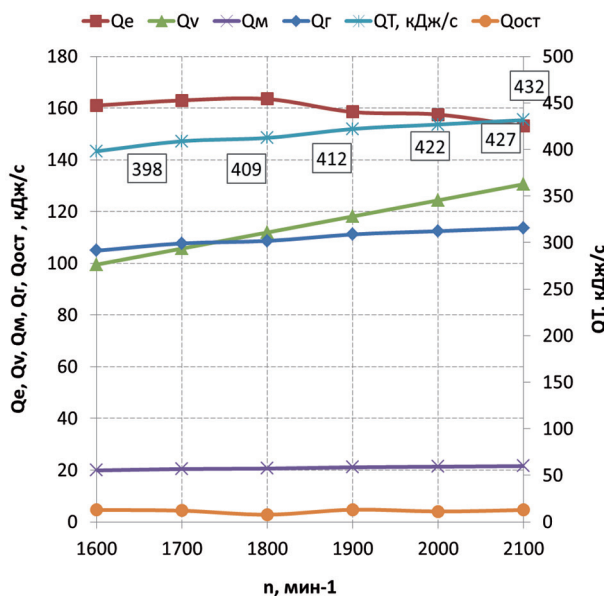


Рисунок 7. – Распределение составляющих теплового баланса дизеля D-260.4S3A в зависимости от частоты вращения коленчатого вала (температура охлаждающей жидкости на выходе из дизеля – 102 °С)

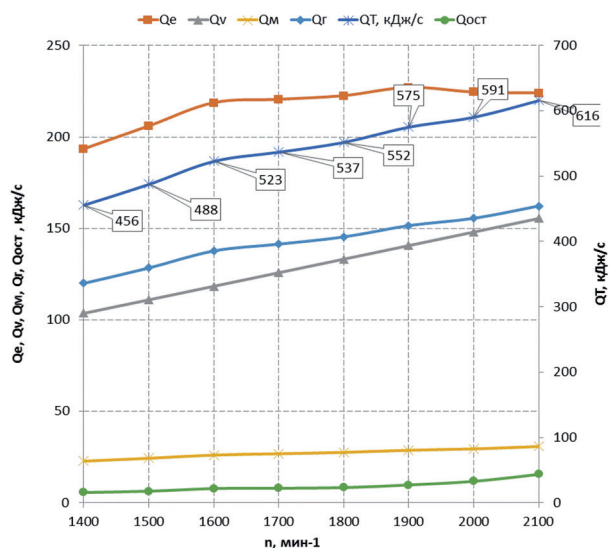


Рисунок 8. – Распределение составляющих теплового баланса дизеля D-262.S2 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала (температура охлаждающей жидкости на выходе из дизеля – 99 °С)

Более наглядными и традиционно применяемыми при анализе составляющих теплового баланса являются графические построения в виде диаграмм с накоплением. С этой целью представлено распределение составляющих теплового баланса дизеля DEUTZ TCD 2013 L06 4V в виде диаграммы с накоплением (рисунок 9).

Полученные зависимости позволяют отметить, что наиболее эффективным по использованию теплоты сгорания топлива является дизель Д-262.S2, у которого эффективная составляющая равна 36 % (порядка 220–227 кДж/с). При этом для данного дизеля характерно наименьшее тепловыделение в систему охлаждения (25 %).

С целью определения полезной работы каждым из рассматриваемых дизелей мобильных сельскохозяйственных машин и выявления наиболее эффективного из них выполнено интегрирование составленных путем интерполяции уравнений в пределах представленных на графиках частот, что позволило получить площадь фигур, ограниченных кривыми составляющих теплового баланса (Q_e). Расчеты проведены применительно к диаграммам теплового баланса с накоплением (рисунки 10–13).

Для двигателя DEUTZ TCD 2013 L06 4V

$$\int_{1400}^{2200} Q_e dn = \int_{1400}^{2200} (-0,0002n^2 + 0,7377n - 415,59) dn = 202\,883 \text{ кДж.}$$

Аналогично проведены вычисления для определения функции и площади криволинейной трапеции, ограниченной данной функцией, для двигателей:

– DEUTZ BF 6M 1013FC:

$$\int_{1650}^{2300} Q_e dn = \int_{1650}^{2300} (-0,5 \cdot 10^{-7} n^2 + 0,3013n - 131,07) dn = 301\,470 \text{ кДж.}$$

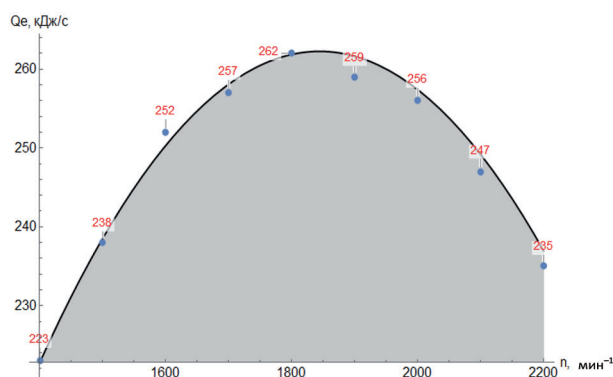


Рисунок 10. – Графическая интерпретация результатов вычисления площади криволинейной трапеции, ограниченной функцией Q_e , для двигателя DEUTZ TCD 2013 L06 4V

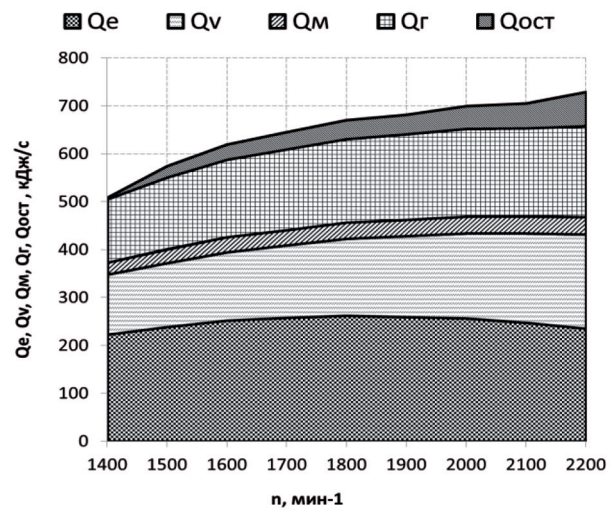


Рисунок 9. – Распределение составляющих теплового баланса дизеля DEUTZ TCD 2013 L06 4V в зависимости от частоты вращения коленчатого вала (температура охлаждающей жидкости на выходе из дизеля – 101 °С)

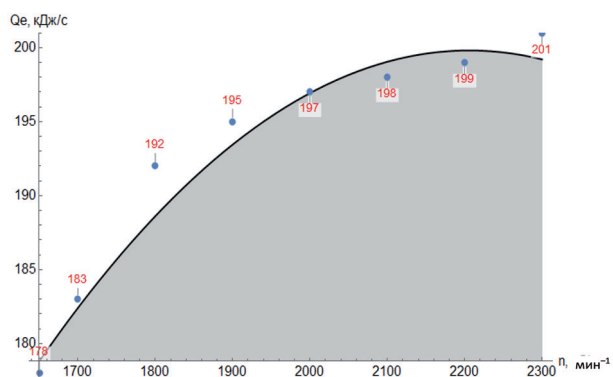


Рисунок 11. – Графическая интерпретация результатов вычисления площади криволинейной трапеции, ограниченной функцией Q_e , для двигателя DEUTZ BF 6M 1013FC

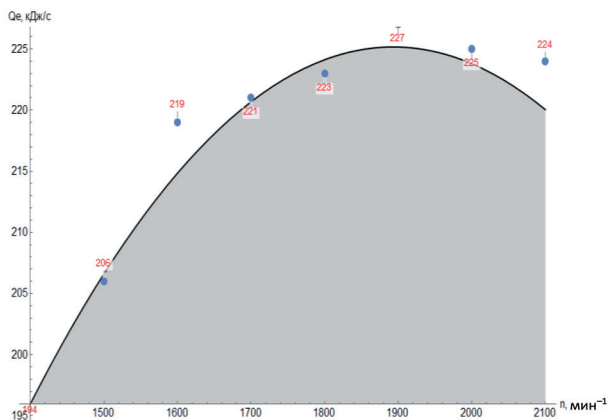


Рисунок 12. – Графическая интерпретация результатов вычисления площади криволинейной трапеции, ограниченной функцией Q_e , для двигателя D-262.S2

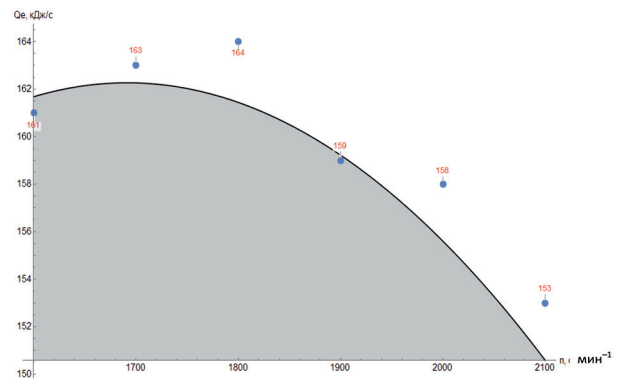


Рисунок 13. – Графическая интерпретация результатов вычисления площади криволинейной трапеции, ограниченной функцией Q_e , для двигателя D-262.S2

– D-262.S2:

$$\int_{1400}^{2100} Q_e dn = \int_{1400}^{2100} (-0,0001n^2 + 0,4544n - 208,99) dn = 193\ 114 \text{ кДж.}$$

– D-262.S2:

$$\int_{1600}^{2200} Q_e dn = \int_{1600}^{2200} (-0,5 \cdot 10^{-7} n^2 + 0,2368n - 41,368) dn = 261\ 014 \text{ кДж.}$$

Согласование параметров теплонапряженных систем и дизеля

Обеспечение тепловой эффективности теплонапряженных систем предполагает, что система разработана в соответствии с законами теплопередачи и при отсутствии возмущающих факторов обеспечивает заданный тепловой режим дизеля в заданных условиях. При невыполнении указанных условий спроектировать работоспособную систему не представляется возможным, требуются технические решения повышения тепловой эффективности для обеспечения заданного теплового состояния дизеля. Например, охлаждающая поверхность радиатора ниже требуемой, в этом случае $Q_F < Q_V$. Обеспечить заданный тепловой режим дизеля можно при выборе другого радиатора – с большей поверхностью охлаждения или интенсификацией теплопередачи охлаждающих поверхностей радиатора, то есть увеличением коэффициента теплопередачи k_T .

Проектирование теплонапряженных систем на первоначальном этапе предполагает предварительный расчет системы и согласование ее параметров с параметрами и показателями выбранного дизеля. Этот этап проектирования включает шаги, представленные на блок-схеме (рисунок 14) алгоритма выбора и согласования дизеля. Цель согласования состоит в том, чтобы параметры и показатели принимаемого дизеля позволили обеспечить баланс передаваемой теплоты от дизеля в охлаждающую жидкость и разработать эффективную систему для вновь проектируемой сельскохозяйственной машины.

Предложенная последовательность выбора и согласования дизеля проектируемой машины позволяет на этом этапе выполнить работы, обеспечивающие разработку эффективной теплонапряженной системы.

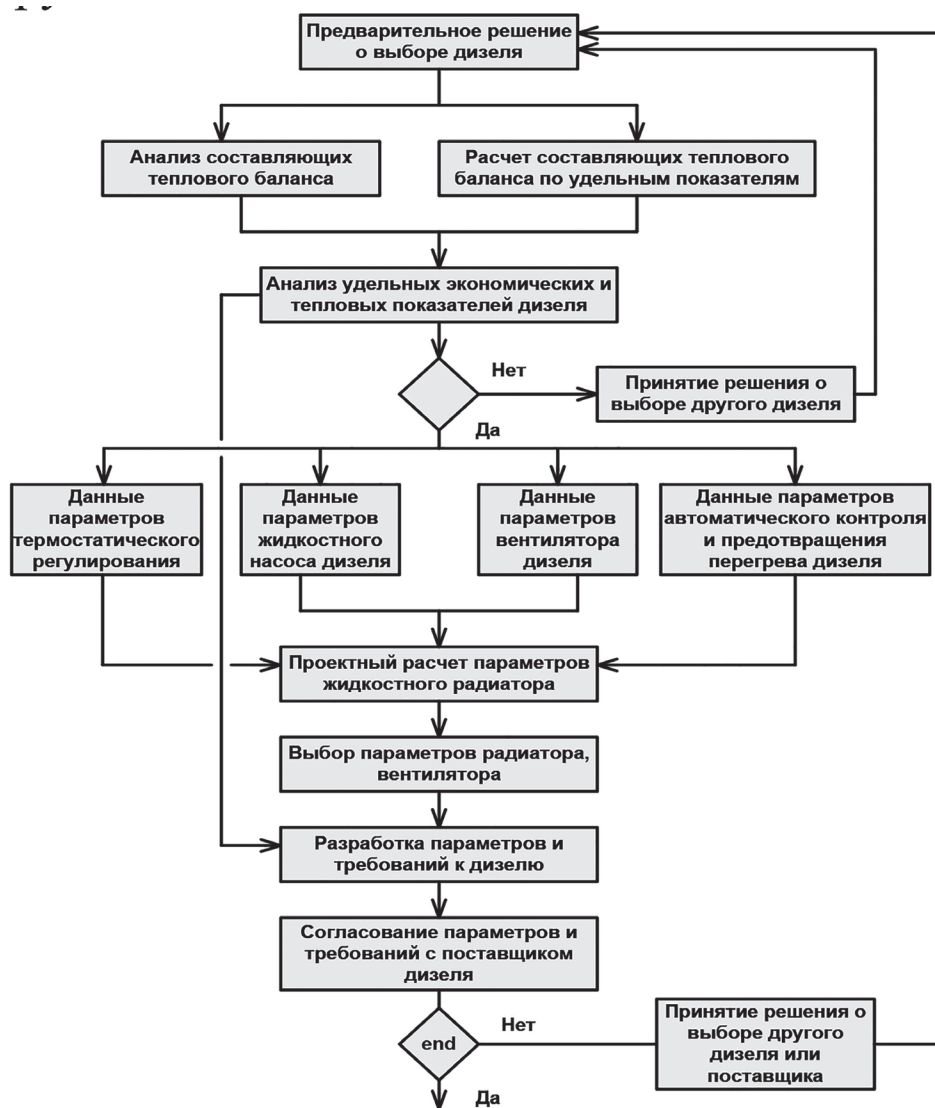


Рисунок 14. – Блок-схема алгоритма выбора и согласования дизеля при проектировании теплонепригодных систем

Заключение

На основании данных, полученных при испытании дизелей мобильных сельскохозяйственных машин (DEUTZ BF 6M 1013FC, DEUTZ TCD 2013 L06 4V, D-260.4S3A, D-262.S2), построены соответствующие скоростные характеристики. Выполнен их анализ.

При обработке экспериментальных данных методом Лагранжа определены интерполяционные полиномы дизелей DEUTZ TCD 2013 L06 4V, DEUTZ BF 6M 1013FC, D-260.4S3A и D-262.S2 в функции $N_e = f(g_e)$ и $M_k = f(n)$.

Выполнен расчет количества теплоты, поступающей в систему охлаждения (СО) дизелей ряда тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин, а также количества теплоты, уносимой с отработавшими газами на различных режимах работы. Построены диаграммы теплового баланса, в том числе с накоплением.

В целях определения полезной работы каждым из рассматриваемых дизелей мобильных сельскохозяйственных машин и выявления наиболее эффективного из них выполнено интегрирование полученных путем интерполяции уравнений в пределах представленных на графиках частот, что позволило получить площадь фигур, ограниченных кривыми составляющих теплового баланса (Q_e). Расчеты проведены применительно к диаграммам теплового баланса с накоплением.

Предложена последовательность выбора и согласования дизеля проектируемой машины, которая позволяет выполнить работы, обеспечивающие разработку эффективной теплонапряженной системы.

Литература

1. Якубович, А. И. Экономия топлива на тракторах: монография / А. И. Якубович, Г. М. Кухаренок, В. Е. Тарасенко. – Минск: БНТУ, 2009. – 229 с.
2. Якубович, А. И. Системы охлаждения тракторных и автомобильных двигателей. Конструкция, теория, проектирование / А. И. Якубович, Г. М. Кухаренок, В. Е. Тарасенко. – Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2013. – 473 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: теория рабочих процессов: учеб. для вузов: в 3 кн. / В. Н. Луканин [и др.]; под ред. В. Н. Луканина и М. Г. Шатрова. – 3-е изд., перераб. и испр. – М.: Высшая школа, 2007. – Кн. 1. – 479 с.
4. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М.: Высш. Школа, 1971. – 344 с.
5. Системный выбор энергетических параметров колесных тракторов: справочник / А. И. Бобровник [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2011. – 104 с.
6. Тракторы BELARUS [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа: <http://www.belarus-tractor.com/catalog/tractors/>. – Дата доступа 24.05.2018.
7. Турчак, Л. И. Основы численных методов / Л. И. Турчак. – М.: Наука, 1987. – 318 с.
8. Мудров, А. Е. Численные методы для ЭВМ на языках Бэйсик, Фортран, Паскаль / А. Е. Мудров. – Томск: МП «РАСКО», 1991. – 272 с.
9. Бахвалов, Н. С. Численные методы / Н. С. Бахвалов, Н. П. Жидков, Г. М. Кобельков. – М.: Наука, 1987. – 600 с.

УДК 621.43

Поступила в редакцию 25.04.2018
Received 25.04.2018

В. Е. Тарасенко¹, А. А. Жешко²

¹ УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»

г. Минск, Республика Беларусь

e-mail: trs9@yandex.ru

² РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»

г. Минск, Республика Беларусь

e-mail: belagromech@tut.by

РАЗРАБОТКА СХЕМЫ И КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Эффективной в создании теплонапряженных систем для параметрического ряда мобильных сельскохозяйственных машин является разработка модульных систем. Модульный ряд теплонапряженных систем на примере параметрического ряда тракторов «Беларус» позволяет осуществить глубокую унификацию систем и обеспечить значимую экономию финансовых средств на этапах производства и в процессе эксплуатации.

Предложена методология проектирования, которая объединила новые научные положения в этом направлении. Методология проектирования систем дополнена морфологическим методом разработки структурных схем и конструкций, и, что особенно существенно, предложена нормативная (численная) оценка сложности системы, позволяющая проводить сравнительную оценку разрабатываемых систем относительно базовых. Морфологический метод и модульный принцип в своей совокупности являются новым эффективным направлением в создании перспективных систем мобильных сельскохозяйственных машин.

Ключевые слова: теплонапряженная система, компонент, структура, матрица, признак, модуль, производительность.