

ЧИСЛЕННАЯ ОЦЕНКА ТЕМПЕРАТУР ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Б.А. Шароглазов, д.т.н., проф.
Южно-Уральский государственный университет;
И.И. Закомолдин, к.т.н., доц.

Челябинское высшее военное автомобильное командно-инженерное училище

На основе статистического анализа результатов исследований теплового состояния двигателей предложены зависимости, позволяющие выполнить оценку температур деталей цилиндропоршневой группы на стадии эскизного проектирования двигателей (в частности, двигателей воздушного охлаждения). Предложенные зависимости на начальной стадии проектирования могут быть использованы для расчета систем охлаждения (например, для расчета поверхности обрешетки цилиндров, головок цилиндров, охладителей, поршней и системы охлаждения в целом).

Установлено, что 85–90 % машин выходят из строя в результате изнашивания деталей. Известно [1], что из общих затрат, связанных с техническим обслуживанием при эксплуатации судовых двигателей, около 43 % приходится на детали цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Процесс изнашивания деталей ЦПГ и затраты на обслуживание автотракторных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), в том числе и двигателей с воздушным охлаждением (ДВО), в полной мере сопоставимы с приведенными цифрами. По данным опубликованных отечественных и зарубежных исследований, стабильное поддержание теплового состояния ДВС позволяет снизить расход топлива на 3 %, предотвратить падение мощности (в условиях эксплуатации из-за отклонений теплового состояния ее уменьшение может достигать 2 %), снизить износ деталей ЦПГ на 10–40 %, повысить долговечность и безотказность работы двигателей.

В связи с этим проблема обеспечения стабильного, нормального теплового состояния ДВС [2] в процессе их эксплуатации является актуальной и остается в центре внимания отечественных и зарубежных ученых [3–7]. Нормальное тепловое состояние ДВС косвенно характеризуется уровнем температур характерных точек деталей ЦПГ, который способствует эффективному протеканию рабочего процесса с одновременным обеспечением безотказности и долговечности

двигателя. Под оптимальной температурой деталей ЦПГ понимается температура, близкая к верхнему предельно допустимому значению.

В настоящее время получены определенные результаты в решении этой проблемы, в том числе в вопросах управления температурой деталей ДВС [4], что требует оптимальной организации процессов рабочего цикла и соответствующих характеристик систем, воздействующих на тепловое состояние двигателей. Исследования в данной области направлены в основном на совершенствование процессов рабочего цикла, обеспечение оптимальных температур цилиндров и головок цилиндров. Но, как правило, эти исследования проводятся в отрыве от рассмотрения работы систем, обеспечивающих тепловое состояние ДВО.

Применительно к ДВО необходимость комплексного подхода к решению проблемы, в том числе и за счет совершенствования характеристик систем, обеспечивающих тепловое состояние двигателя, обусловлено рядом обстоятельств. В частности:

- существованием вероятности перегрева деталей ЦПГ при работе двигателя в условиях предельных рабочих температур окружающего воздуха [8, 9] (согласно ГОСТ 15150–69 рабочая температура определяется регионом эксплуатации ДВС и находится в пределах от –60 до +40 °С), вследствие недостаточно обоснованного выбора исходных параметров для расчета системы охлаждения;

- сравнительно небольшим объемом экспериментальных данных, что не позволяет выполнить достоверную оценку температур деталей ЦПГ (в частности, малым количеством экспериментальных данных по ДВО, имеющим охладители наддувочного воздуха);

- несовершенством традиционных методов расчета аэродинамической характеристики воздушного трака ДВО [10];

- неотработанностью методов регулирования температурного состояния двигателей в момент пуска, прогрева и работы ДВО при пониженных

и отрицательных температурах окружающей среды.

Следует отметить еще и то обстоятельство, что традиционные методы проектирования систем, связанных с обеспечением оптимального теплового стояния ДВО, не в полной мере учитывают возросшую степень сложности систем охлаждения и возможности системного подхода к определению геометрических и гидравлических параметров в системах, подсистемах и элементах тракта. Расчет и проектирование систем охлаждения предполагает оценку температур деталей ЦПГ, что является исходной базой для проектирования поверхностей обребрения цилиндров, головок, охладителей, поршней и т. д.

Таким образом, одной из важнейших задач является корректный выбор исходных данных, в том числе возможность достоверной оценки температур деталей ЦПГ (в частности, по уровню температур в характерных точках) на стадии проектирования ДВО.

Известна зависимость [3], по которой определяется параметр теплонапряженности деталей q_n в процессе проектирования ДВС, для определения температуры, например, днища поршня $t_{п.д}$, изменяющуюся пропорционально q_n

$$t_{п.д} = t_{охл} + 103 \cdot a \cdot q_n, \quad (1)$$

где $t_{охл}$ — температура охлаждающей жидкости (охлаждающего воздуха в межреберных каналах цилиндров и головок цилиндров), °С; a — эмпирический коэффициент, зависящий от конструкции поршня, места определения температуры.

При расчетах температуры днища поршня принимается $t_{охл} = 85-95$ °С для двигателей жидкостного охлаждения (ДЖО) и $t_{охл} = 60-100$ °С — средняя температура воздуха в межреберных каналах цилиндров ДВО.

Для центра днища неохлаждаемых поршней, выполненных из сплава с высокой теплопроводностью, и охлаждаемых поршней $a = 0,25-0,35$. Сравнительно широкий диапазон температур охлаждающего воздуха в межреберных каналах ДВО и малое количество экспериментальных данных являются причиной достаточно широкого диапазона численных значений температур поршней ДВО, определяемых по формуле (1), по сравнению с соответствующими расчетами для ДВС жидкостного охлаждения. Относительная погрешность несоответствия температур, полученных экспериментальным и расчетным путем, находится в пределах от -18 до $+26$ %. В работе [4] для определения температуры в характерных точках деталей ЦПГ при произвольном сочетании факторов предложена зависимость

$$P_i = f(G_{т.ц}, p_k, T_k, \theta_{о.вп}, p_i), \quad (2)$$

где $G_{т.ц}$ — цикловая подача топлива; p_k, T_k — давление и температура наддувочного воздуха; $\theta_{о.вп}$ — угол опережения подачи топлива; p_i — среднее индикаторное давление.

Авторы [4] рекомендуют использовать в приведенном уравнении для определения температур характерных точек деталей ЦПГ различных размерностей двигателей. Но, поскольку числовые значения коэффициентов приведенного уравнения получены для семейства дизелей ЯМЗ, серии $S/D = 130/140$, дается рекомендация о целесообразности проведения факторного эксперимента для их проверки.

Анализ результатов многофакторного эксперимента при произвольном сочетании управляющих факторов [2–4] показал, что основное влияние на температуру деталей ЦПГ оказывают: среднее эффективное давление цикла, частота вращения коленчатого вала, давление и степень охлаждения наддувочного воздуха, угол опережения подачи топлива, цикловая подача топлива, размерность двигателя. В связи с тем что угол опережения подачи топлива, как правило, оптимизируют по параметрам экономичности и динамике нагружения деталей кривошипно-шатунного механизма, его влияние на температуру деталей ЦПГ при факторном эксперименте можно опустить.

Результаты исследования семейства двигателей ЯМЗ-238 [4] показали, что при увеличении давления наддува на 9,8 кПа температура поршня над верхним поршневым кольцом возрастает на 4,7 °С, а центра днища — на 6,5 °С. Повышение температуры наддувочного воздуха на 10 °С вызывает увеличение температуры поршня над верхним компрессионным кольцом на 1,3 °С, а в центре днища — на 2,7 °С. Поскольку основной задачей наддува является повышение среднего эффективного давления цикла, можно полагать, что статистически влияние параметров состояния наддувочного воздуха на температуру деталей отображается величиной среднего эффективного давления. Кроме того, параметры системы охлаждения принято рассчитывать при работе на номинальной мощности. В этом случае возможен лишь незначительный перегрев двигателя при работе по внешней скоростной характеристике. Вероятность возникновения перегрева исключается, если диапазон изменения температуры окружающего воздуха по ГОСТ 15150–69, принять не как рабочий, а как предельный. (Под предельным значением температуры окружающего воздуха понимается температура, превышающая рабочую для соответствующего региона на 5–10 °С.)

Оценку температур деталей ЦПГ на стадии проектирования ДВС авторами предлагается

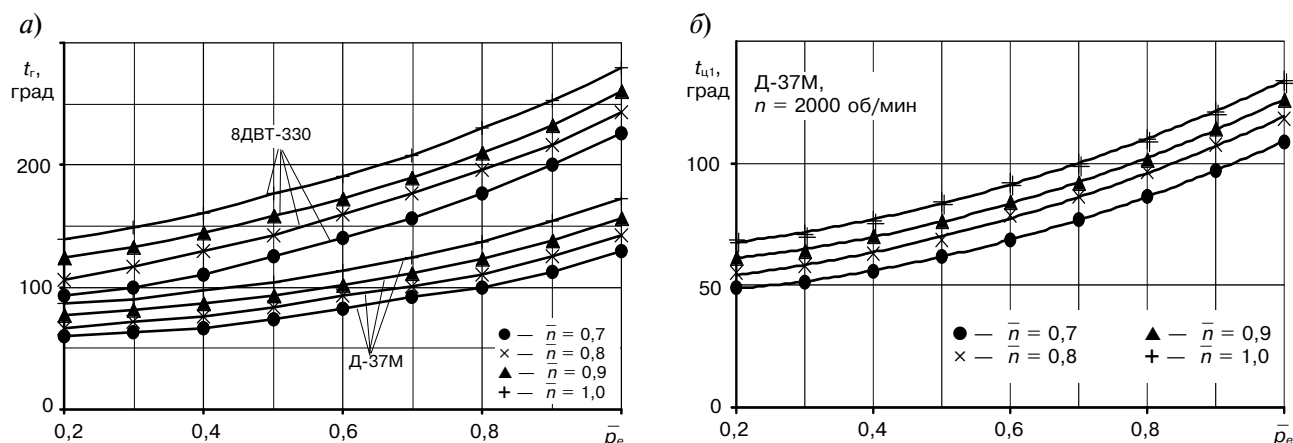


Рис. 1. Изменение температуры межклапанной перемычки головки цилиндра (а) и втулки цилиндра в зоне верхнего компрессионного кольца (б) в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала n

Таблица 1

Основные параметры автотракторных ДВС

Марка двигателя	Эффективная мощность P_e , кВт	Частота вращения коленчатого вала n_n , об/мин	Среднее эффективное давление p_e , МПа	Число (i , ш.) и положение цилиндров, наличие наддува H	Диаметр цилиндра/ход поршня D/S , мм/мм	Литраж двигателя $i \cdot V_h$, л	Литровая мощность двигателя $P_e/i \cdot V_h$, кВт/л
ДВС с воздушным охлаждением							
Д-16	11,8	1600	0,85	2P	105/120	2,078	5,68
ДВ-13	10,3	1600	0,53	2P	90/115	1,463	7,04
Д-37М	29,4	1600	0,53	4P	105/120	7,2	7,07
8ДВ-220	162	1500	0,57	8V	150/160	22,6	7,17
Д-37Е	35,33	1600	0,64	4P	105/120	7,2	8,5
Д-37Е	36,8	1800	0,59	4P	105/120	7,2	8,85
Татра 924	57,8	1500	0,65	4P	120/130	5,86	10,02
Д-37М	44,2	1800	0,71	4P	105/120	7,2	10,64
8ДВТ-330	243,0	1700	0,88	8VH	150/160	22,6	10,75
1ЧН15/16	32,03	1700	0,8	1	150/160	2,825	11,34
8ДВТ-400	194,4	1800	0,88	8V	150/160	22,6	13,03
ГАЗ-542.10	92,0	2800	0,64	6PH,ОНВ	105/120	6,23	14,76
8ЧВ12/12,5	169,0	2650	0,69	8V	120/125	11,31	14,96
8ЧВН15/16	365,3	1800	1,077	8VH	150/160	22,6	16,16
ГАЗ-542.10	129	2650	0,97	6PH,ОНВ	105/120	6,23	20,70
ДВС с жидкостным охлаждением							
Д12А (МАЗ)	276	1650	0,53	12V	150/180	38,17	7,23
Д-50	41,0	1800	0,598	4P	110/125	4,752	8,63
Д-160	117,6	1250	0,89	4PH	145/205	13,53	8,7
ЯМЗ-238А	158,2	2100	0,609	8V	130/140	14,87	10,64
Д-50	51,5	1800	0,723	4PH	110/125	4,752	10,84
А-41	84,5	1750	0,78	4P	130/140	7,443	11,37
Д-240	55,1	2200	0,63	4P	110/125	4,752	11,6
СМД-14	55,15	1700	0,615	4P	110/125	4,752	11,61
ЯМЗ-238	177	2100	0,75	8V	130/140	14,87	11,9
Д-240Т	66,18	2000	0,834	4PH	110/125	4,752	13,93
СМД-60	110,3	2000	0,726	6V	110/120	6,842	16,12
ЗИЛ-130	110,4	3200	0,69	8V	100/95	5,969	18,5
М-20	40,5	3600	0,636	4P	82/100	2,112	19,17
МеМЗ-965В	16,9	4000	0,68	4V	66,0/54,5	0,746	22,66

Значения температур деталей ЦПГ в характерных точках

Наименование детали	Температура, °С			
	Наименование элемента детали	Обозначение	Численное значение	
			ДЖО	ДВО
Поршень	Кромка горловины камеры сгорания	$t_{к.кк}$	318–358	312–364
	Днище (по центру поршня)	$t_{п.д}$	215–368	200–296
	Зона верхнего (первого) компрессионного кольца (канавка)	$t_{п.к}$	195–300	175–250
	Верхний торец канавки первого компрессионного кольца	$t_{п1}$	110–200*	245–257
	Нижний торец канавки первого компрессионного кольца	$t_{п2}$	—	220
	Верхний торец канавки маслосъемного кольца	$t_{пб}$	125–180	130–185
Цилиндр	Верхний пояс (зона газового стыка, зона прилегания головки к цилиндру)	$t_{ц\ max}$	200–230	215–265
	Зона верхнего компрессионного (поршневого) кольца при положении поршня в ВМТ (первый пояс)	$t_{ц1}$	115–190	150–225
	Зона верхнего компрессионного (поршневого) кольца при положении поршня в НМТ (третий пояс)	$t_{ц3}$	119–151	130–179
	Средняя часть цилиндра между первым и третьим поясами (второй пояс)	$t_{ц2}$	125–134	140–150
	Разность температур по окружности цилиндра в первом поясе	$\Delta t_{ц.о}$	41–43	18–76
	Разность температур стенки по высоте цилиндра от первого пояса до третьего (со стороны выхода охлаждающего воздуха из дефлектора)	$\Delta t_{ц. h}$	31–56	30–71
Головка цилиндра	Межклапанная перемычка	Δt_r	252–358	131–300

* Преимущественно для судовых дизелей.

осуществлять в зависимости от величины относительного значения среднего эффективного давления цикла ($\bar{p}_e = p_e/p_{en}$, где p_e — среднее эффективное давление при номинальной мощности). Возможность такого допущения подтверждается опубликованными экспериментальными данными. Например, температура головки цилиндра ДВО (для двигателей с автоматическим регулированием температурного состояния) при прочих равных условиях является самой высокой при номинальной частоте вращения ($n = 1$) коленчатого вала (рис. 1). Предлагаемый подход к решению данной задачи не противоречит общим положениям, рассмотренным в работах [2–5, 11, 12]. Данные, содержащиеся в табл. 1 и 2, показывают, что уровни температур одноименных деталей ДВО и ДЖО могут существенно отличаться. Это обстоятельство должно быть учтено. Классификация ДВС [13, 14] по величинам литровой мощности и размерности (табл. 1, 2), позволяет выделить несколько групп ДВО по уровню температур деталей ЦПГ.

По критериям литровой мощности ДВО объединены в четыре группы. К первой относятся двигатели, имеющие литровую мощность от 5,0 до 8,5 кВт/л, ко второй — от 8,5 до 10,5, к

третьей — от 10,5 до 16 и к четвертой — от 16 и выше кВт/л. Температура характерных точек деталей ЦПГ в каждой группе ДВО подчиняется общей по форме зависимости:

$$t = a + b \bar{p}_e + c \bar{p}_e^2, \quad (3)$$

где a, b, c, d — эмпирические коэффициенты; $\bar{p}_e = p_{ei}/p_{en}$ — относительная величина среднего эффективного давления; i — индекс долевого режима работы двигателя.

Результаты статистической обработки массива экспериментальных данных, в том числе заимствованных из публикаций [8, 9, 10, 15, 16], иллюстрируются графиками (рис. 2). На них представлены зависимости температур центра днища поршня $t_{п.д}$ (рис. 2, а), поршня над верхним (первым) компрессионным кольцом $t_{п1}$ (рис. 2, б), втулки цилиндра в зоне верхнего компрессионного кольца при положении поршня в верхней мертвой точке (ВМТ) (рис. 2, в) и межклапанной перемычки головки цилиндра t_r (рис. 2, г).

Численные значения коэффициентов уравнения (3) для описания температур в характерных точках деталей камеры сгорания приведены в табл. 3

Таким образом, на основе статистического анализа результатов экспериментальных исследова-

Эмпирические коэффициенты по уравнению (3) для статистической оценки температур деталей ЦПГ

№ группы ДВО	Литровая мощность ДВО, кВт/л	Обозначение	Коэффициенты			Относительная погрешность оценки температуры $\delta = (t/t_r) \cdot 100, \%$
			<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	
1	5,0–8,5	$t_{п.д}$	122,454	5,552	114,482	–9,5 ... +9,5
		$t_{п1}$	135,045	105,293	–1,438	+1,2 ... –13,8
		$t_{ц1}$	66,035	5,642	70,138	–8,2 ... +7,0
		t_r	87,279	–17,403	113,821	–11,0 ... +9,0
2	8,5–10,5	$t_{п.д}$	131,381	24,427	73,287	–9,4 ... +9,4
		$t_{п1}$	158,856	88,718	23,140	–5,7 ... +6,3
		$t_{ц1}$	129,501	–72,423	124,975	–8,0 ... +7,0
		t_r	90,304	154,803	19,284	–10,7 ... +8,8
3	10,5–16	$t_{п.д}$	133,728	89,345	13,888	–3,9 ... +3,0
		$t_{п1}$	150,569	63,558	24,864	–9,8 ... +4,2
		$t_{ц1}$	110,081	0,283	113,152	–6,0 ... +5,2
		t_r	135,324	34,182	101,586	–7,9 ... +6,8
4	>16	$t_{ц1}$	83,015	3,332	7,937	–0,47 ... +0,3

* t – по результатам эксперимента; t_r – по расчету.

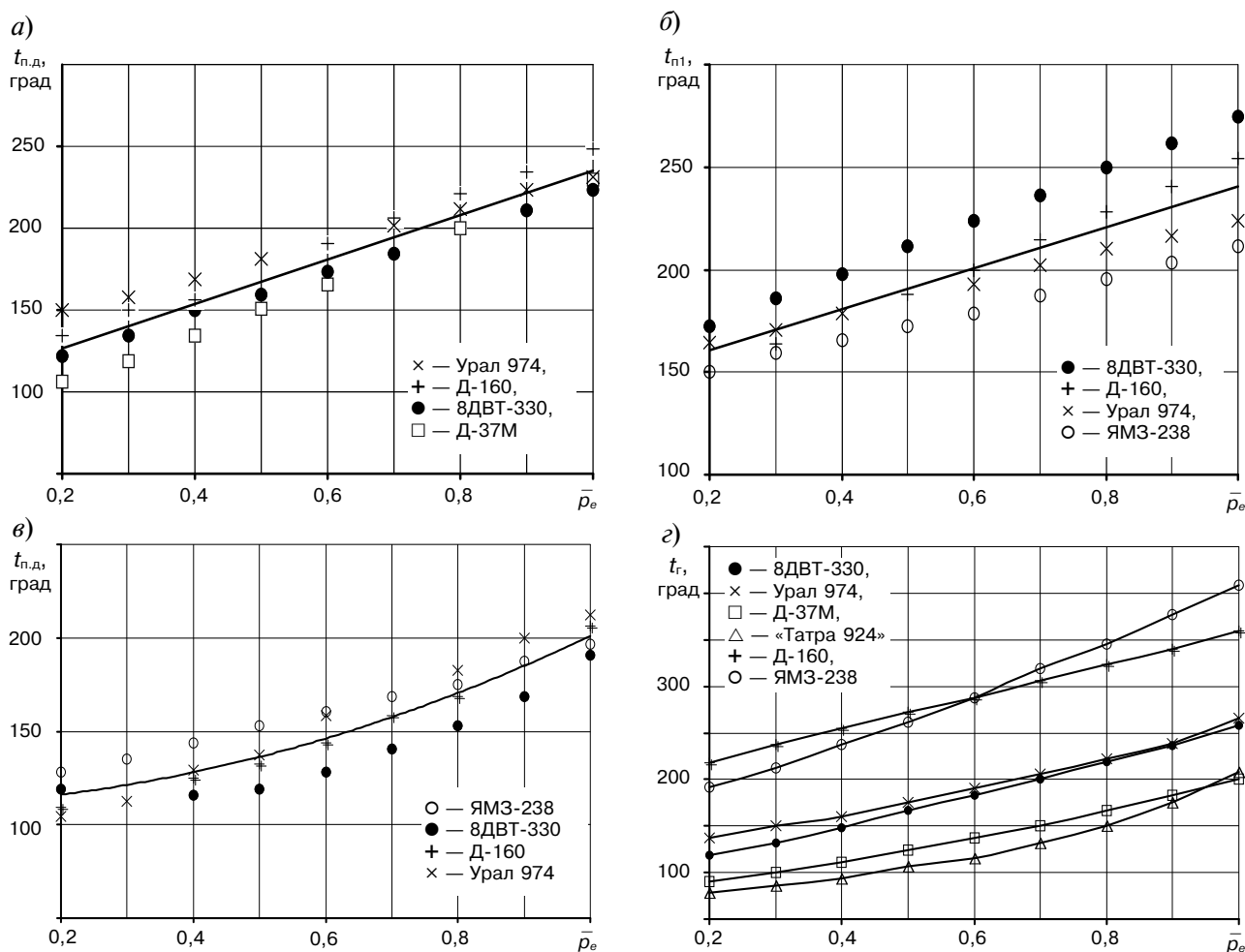


Рис. 2. Влияние среднего эффективного давления (относительного значения) на температуру деталей камеры сгорания:

a – днище поршня; *б* – боковая поверхность поршня над верхним компрессионным кольцом; *в* – втулка цилиндра в зоне верхнего компрессионного кольца при положении поршня в ВМТ; *г* – межклапанная перемычка головки цилиндра

ний, связанных с оценкой теплового состояния ДВО, рекомендуются зависимости, позволяющие дать численную оценку температур характерных точек деталей ЦПГ на стадии проектирования двигателей. Предлагаемые зависимости могут

быть использованы при проектировании двигателей воздушного охлаждения (например, при расчете поверхностей обребрения цилиндров, головок цилиндров, поршней) и системы охлаждения в целом.

Литература

1. Семенов В.С. Теплонапряженность и долговечность цилиндропоршневой группы судовых дизелей. — М. : Транспорт, — 1977. — 182 с.

2. Белов П.М., Бурячко В.Р., Константинов Н.К., Коровин В.А. Двигатели армейских машин: в 2 ч. Конструкция и расчет. — М. : Воениздат, 1972. — Ч. 2. — 568 с.

3. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие. — Л. : Машиностроение, 1979. — 222 с.

4. Чернышев Г.Д., Хачиян А.С., Пикус В.И. Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей; под ред. Г.Д. Чернышева. — М. : Машиностроение, 1986. — 216 с.

5. Поспелов Д.Р. Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением. — 2-е изд. перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1971. — 536 с.

6. Будим В.А. Исследование тепловых потоков системы охлаждения дизеля с воздушным охлаждением // Двигателестроение. — 1981. — № 2. — С. 19–21.

7. Исследование воздушной трассы и теплового состояния деталей двигателей воздушного охлаждения мощного промышленного трактора [Текст]: отчет о НИР (заключ.) / Челябинский филиал НАТИ; рук. Вольных В.И.; исполн. Захаров И.А., Закомолдин И.И. [и др.]. — Челябинск : — ЧФ НАТИ, 1978. — 45 с. — Арх. № 1374.

8. О результатах технической экспертизы двигателя 8ДВТ-330 № 42 трактора Т-330 № 16, отработавшего 2808 моточасов на эксплуатационных испытаниях в г. Нуреке Таджикской ССР [Текст]: отчет о НИР (заключ.): / ЧТЗ имени В.И. Ленина; рук. Брусенцев А.И.; исполн. Халявин Г.С. [и др.]. — Челябинск, 1978. — 12 с.

9. Специальные испытания тракторов Т-330 № 15, 16 в условиях высоких температур и запылен-

ности воздуха: отчет о НИР (заключ.) / Челябинский филиал НАТИ и ПО «ЧТЗ имени В.И. Ленина»; рук. Вольных В.И.; исполн.: Аникин Г.В. [и др.]. — Челябинск, 1978. — 58 с.

10. Об испытании воздухо-воздушных охладителей рабочего воздуха на двигателе 8ДВТ-330 [Текст]: отчет о НИР (заключ.): рук. Н.М. Ашмарин; исполн. Н.С. Морозкий, Г.И. Золин [и др.]. — Челябинск: ЦЗЛИД ОП ЧТЗ, 1982. — 15 с. — Арх. № 3260.

11. Поспелов Д.Р., Эфрос В.В., Будунов М.Б. Влияние диаметра цилиндра на уровень форсирования двигателя с воздушным охлаждением // Двигателестроение. — 1986. — № 5. — С. 3–6.

12. Иващенко Н.А. Исследование тепловой напряженности форсированных дизелей: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Н.А. Иващенко. — М. : МВТУ, 1974. — 16 с.

13. Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов: учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания»; под ред. засл. деят. науки РФ Б.А. Шароглазова. — Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 2006. — 382 с.

14. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов, Ю.А. Степанов, В.И. Трусов; под ред. М.С. Ховаха. — М. : Машиностроение, 1977. — 591 с.

15. Арав Б.Л. Методы и средства совершенствования и стабилизации характеристик моторно-трансмиссионных установок. — Челябинск : ЧВВАКИУ, 2006. — 288 с.: ил. — Библиогр.: С. 270–285. — ISBN5-903122-07-8.

16. Лазарев Е.А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей: учебное пособие. — ЧГТУ, 1995. — 360 с.

НОВОСТИ ОАО ЗМЗ

ОАО ЗМЗ УСПЕШНО ПРОШЛО ПЕРВУЮ СТУПЕНЬ СЕРТИФИКАЦИИ СИСТЕМЫ МЕНЕДЖМЕНТА ОРГАНИЗАЦИИ НА СООТВЕТСТВИЕ ТРЕБОВАНИЯМ МЕЖДУНАРОДНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО СТАНДАРТА ISO/TS 16 949

24 и 25 сентября 2009 г. ведущий аудитор германского Общества технического надзора TUV-MS Харри Мюллер проводил экспертную оценку готовности ОАО ЗМЗ (входит в компанию ОАО «Соллерс») к сертификации.

Первая ступень, или, как ее называют эксперты, предварительный аудит, показала достаточно высокую степень готовности системы менеджмента организации ОАО ЗМЗ для прохождения сертификационного аудита, который

с учетом полученных результатов назначен на 16 ноября 2009 г.

На протяжении 7 рабочих дней уже 2 аудитора TUV-MS будут проводить детальную проверку всех действующих на ЗМЗ в рамках СМО процессов, поскольку стандарт ISO/TS 16 949 направлен на удовлетворение всех запросов потребителя и базируется именно на процессном подходе по каждому направлению деятельности — от качества и организации поставок до системы расчетов и обслуживания.

