УДК 621.43.01

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ДИЗЕЛЯХ МЕТОДОМ ХИМИЧЕСКОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕПЛОМАССООБМЕНА

С.А. Чесноков, д.т.н., Н.Н. Фролов, к.т.н., С.А. Потапов, к.т.н., П.В. Михайлов, инж.
Тульский государственный университет

В статье рассмотрены возможности метода химического турбулентного тепломассообмена (ХТТ) для моделирования процессов горения в двигателях с непосредственным впрыском топлива и образования вредных веществ. Синтез теории химической кинетики горения, турбулентности и тепломассообмена позволяет получать поля скорости, коэффициента избытка воздуха, температуры и состава продуктов сгорания в течение цикла работы двигателя — от начала впрыска топлива до выпуска. Применение метода для малоразмерного дизельного двигателя, при допущениях иногда носящих радикальный характер, позволило теоретически оценить количественные показатели выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

Рассматривается следующая физическая модель смесеобразования в малоразмерном дизеле с непосредственным впрыском топлива. Как известно, в дизельных двигателях используются топлива, «средний» состав которых близок к тетрадекану $C_{14}H_{30}$. За счет большой степени сжатия скорость движения воздуха в камере сгорания перед впрыском топлива достаточно мала (<0,3 м/с). Средний размер капель (жидких частиц) составляет ~20 мкм. Испаряющиеся частицы, двигаясь со скоростью более 200 м/с, увлекают за собой воздух, формируя турбулентную паровоздушную струю. Значительная часть частиц не успевает испариться в воздухе и, попадая на горячую поверхность поршня, практически мгновенно испаряется. Образовавшиеся пары топлива, перемешиваясь с потоком воздуха, постепенно образуют циркуляционную зону с окружной скоростью 40−10 м/с.

Все приведенные количественные оценки являются результатами пробных расчетов. В качестве объекта моделирования принят одноцилиндровый дизельный двигатель ТМЗ-450Д-04 производства ОАО «Тульский машиностроительный завод». Рабочий объем двигателя $0{,}454 \cdot 10^{-3}$ м^3, диаметр цилиндра 85 мм, ход поршня 80 мм, номинальная мощность 8,1 кВт, степень сжатия 20, доля остаточных газов в цилиндре 5 %.

Внутри неоднородного паровоздушного потока происходит постепенное, в разных точках в различное время, самовоспламенение фрагментов смеси. Момент самовоспламенения в каждой точке определяется временем задержки самовоспламенения $\tau_{зад}$ (~0,2−1 мс), которое зависит от начальной температуры $T_н$ (~800−900 К), местного значения коэффициента избытка воздуха α (~0,3−3) и давления p (~3−10 МПа). Богатые горючим фрагменты смеси ($\alpha < 1$) воспламеняются быстрее, так как для них $\tau_{зад}$ мало. Бедные фрагменты воспламеняются за счет повышения их начальной температуры (а также давления) при подводе тепла от ранее сгоревших фрагментов смеси. Фронт горения разделяет горючую смесь и продукты сгорания.

Достаточно быстро (~0,1 мс) самовоспламенение охватывает весь объем камеры сгорания, что приводит к образованию неоднородных и перемещающихся полей температуры горения и полей концентрации продуктов сгорания.

Отметим, что все указанные процессы происходят одновременно и общее математическое описание является настолько громоздким, что решение становится невозможным. Выделим три наиболее характерных процесса:

➢ впрыск, испарение и турбулентное конвективно-диффузионное распространение паров горючего в воздухе;

➢ самовоспламенение и горение неоднородной паровоздушной (горючей) смеси;

➢ химический турбулентный тепломассообмен (ХТТ) в объеме цилиндра, то есть догорание за фронтом пламени при турбулентном конвективно-диффузионном перемешивании горючих и окисляющих компонентов продуктов сгорания вплоть до выпуска отработавших газов (ОГ).

Задачи для первого и третьего процессов решены в монографии [1] для двигателя GDI «Mitsubishi» с непосредственным впрыском топлива. Показано, что основным процессом, определяющим содержание оксидов NO и CO в ОГ, является третий процесс.

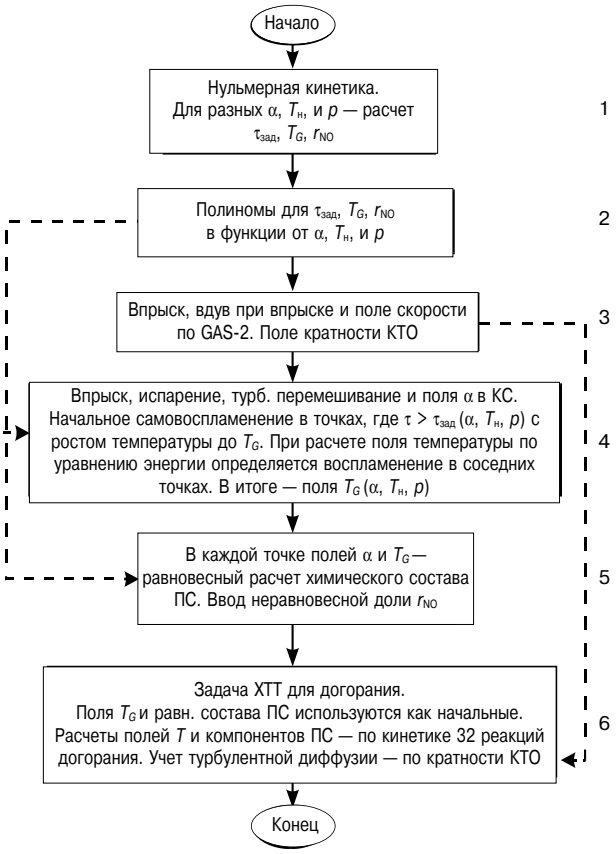


Рис. 1. Блок-схема моделирования воспламенения, горения и образования оксидов NO и CO

Таблица 1

Характерные значения времени задержки самовоспламенения, температуры горения и неравновесной доли оксида азота (p = 6 МПа)

$T_н$, K	α	0,3	0,9	1,5	3,9
900	$t_{зад}$, мс	0,11	0,38	0,70	—
	T_G, K	2354	2845	2356	—
	r_{NO}	$0{,}98\cdot10^{-5}$	$0{,}1\cdot10^{-3}$	$0{,}15\cdot10^{-4}$	—
1100	$t_{зад}$, мс	0,022	0,060	0,092	1,0
	T_G, K	2633	3111	2673	1776
	r_{NO}	$0{,}17\cdot10^{-4}$	$0{,}28\cdot10^{-3}$	$0{,}86\cdot10^{-4}$	$0{,}32\cdot10^{-6}$
1300	$t_{зад}$, мс	—	—	0,007	0,13
	T_G, K	—	—	2942	2039
	r_{NO}	—	—	$0{,}31\cdot10^{-3}$	$0{,}25\cdot10^{-5}$

Примечание. Пустые ячейки таблицы находятся в зонах поля решения, данные для которых не используются.

Полный алгоритм решения

Для условий горения в дизеле алгоритм решения представлен в виде блок-схемы на рис. 1

Блок 1. Решена задача нульмерной (в точке) химической кинетики на основе реакций для модельного топлива — тетрадекана $C_{14}H_{30}$, легких углеводородов и оксида азота. Кинетический механизм составлен на основе кинетики горения углеводородов проф. В.Я. Басевича [2, 3] и включает 288 реакций для 37 частиц. Расчеты проводились для различных значений коэффициента избытка воздуха α = 0,3 / 0,9 / 1,5 / 3,9; начальной температуры горючей смеси $T_н$ = = 900 / 1100 / 1300 K и давления p = 3 / 6 / 9 МПа. При задании состава горючей смеси учитывалось наличие остаточных газов в цилиндре [1].

По результатам расчетов определялись: время задержки воспламенения $\tau_{зад}$, температура горения T_G, и неравновесная мольная доля оксида азота r_{NO} (табл. 1). Содержание остальных компонентов близко к равновесному.

Блок 2. Данные табл. 1 аппроксимированы экспоненциальным двухмерным полиномом $y = f(x_1, x_2)$:

$$y = \exp(z); \qquad (1)$$

$$z = A + Bx_1 + Cx_2 + Dx_1x_2 + Ex_1^2 + Fx_2^2 + Gx_1^2x_2 + Hx_1x_2^2 + Ix_1^3,$$

где x_1 и x_2 — безразмерные аргументы: $x_1 = (\alpha - 1{,}5)/0{,}6$; $x_2 = (T_н - 1100)/200$; A, B, C, D, E, F, G, H, I — коэффициенты полинома, значения которых зависят от давления.

Блок 3. Задача впрыска топлива решается по алгоритму, приведенному в работе [4]. Скорость впрыска топлива 200 м/с; его продолжительность 2 мс; размер капель 20 мкм; тангенс полуугла распыла 0,26; сечение выходного отверстия форсунки 0,4 мм^2; средний по объему КС коэффициент избытка воздуха $\alpha_{ср}$ = 1,5.

Движение воздуха внутри топливного факела рассматривается как струя вдува в полость камеры сгорания (КС), заполненную неподвижным воздухом. Скорость вдува используется в качестве граничного условия при решении задачи турбулентной газодинамики с помощью программы GAS-2 проф. В.А. Дунаева. Поскольку средние

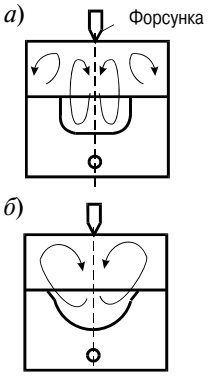


Рис. 2. Циркуляция в цилиндре для цилиндрической (*а*) и сферической (*б*) КС (τ = 6 мс)

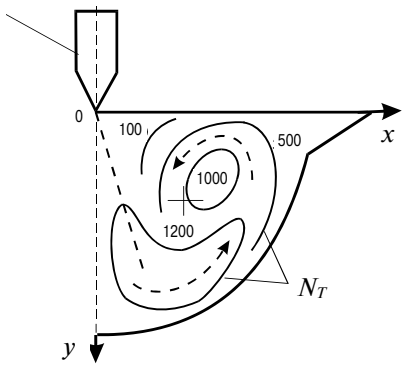


Рис. 3. Циркуляция и поле кратности коэффициента турбулентного обмена после впрыска в сферическую КС (τ = 2 мс)

молекулярные массы воздуха, горючей смеси и продуктов сгорания близки, расчеты проводятся от начала впрыска топлива до выпуска ОГ. На рис. 2 и 3 показана циркуляция смеси как результат воздействия вдува факела в различные КС. Время τ отсчитывается от начала впрыска.

На рис. 2 приведены два варианта геометрии КС дизеля — цилиндрический и сферический (одинакового объема). Схемы циркуляции и поля скорости после впрыска существенно отличаются. Для цилиндрической КС характерно образование двух тороидальных противоположно направленных циркуляционных зон, каждая из которых перемешивает продукты сгорания в своей области.

Более выгодной является сферическая форма КС, для которой один тороидальный циркуляционный поток охватывает всю полость цилиндра, что обеспечивает полное перемешивание смеси и, как следствие, снижение расчетного уровня оксидов CO и NO в ОГ в 1,5–2,0 раза.

Поле турбулентной вязкости рассчитывалось по k-ε модели турбулентности в рамках программы GAS-2. Для характеристики влияния турбулентности удобно использовать кратность коэффициента турбулентного обмена (КТО) N_T как отношение турбулентной и ламинарной вязкостей. Поле кратности КТО по окончании впрыска изображено на рис. 3. Среднее по объему значение кратности КТО при воспламенении $\bar{N}_T \approx 900$. В дальнейшем, для упрощения математических моделей, считаем его неизменным, а на протяжении такта расширения монотонно уменьшающимся — $\bar{N}_T(\tau)$, в соответствии с данными k-ε модели турбулентности.

Блок 4. При полученных полях скорости процессы впрыска и испарения определяют поля коэффициента избытка воздуха α. Решение проводится аналогично приведенному в работе [4], а результаты приведены на рис. 4.

Описание алгоритма самовоспламенения заключается в следующем. Считаем, что самовоспламенение происходит только в парогазовой фазе (после испарения частиц). Для текущего момента времени и каждой ячейки поля решения, содержащей фрагмент горючей смеси, определяется путь, который прошел этот фрагмент. По известному полю скорости находится средняя скорость на этом пути, а отношение пути к скорости позволяет найти время существования фрагмента. Как только это время превысит время задержки самовоспламенения $\tau_{зад}$, определяемое локальным значением α, начальной температурой $T_н$ и текущим давлением p, фрагмент считается сгоревшим. При этом его температура увеличивается до температуры горения $T_G = f(\alpha, T_н, p)$. Данные табл. 1 используются в виде полиномов (1). Сгоревшие фрагменты расширяются, а затем, по мере сгорания остальных, снова сжимаются до прежнего объема. Этот процесс носит хаотически быстрый и взаимно компенсирующий характер. Поэтому в первом приближении эти эффекты учитываться не будут и влиянием их на поле α и поле скорости пренебрежем.

Естественно предположить, что сгоревшие фрагменты подогревают несгоревшие соседние, а это повышает их начальную температуру $T_н$ и на фоне растущего давления уменьшает время задержки самовоспламенения $\tau_{зад}$, что ускоряет их воспламенение. Таким образом, процесс воспламенения носит лавинообразный характер и продолжается в течение всего ~0,1 мс, при этом массообменом между фрагментами можно пренебречь. Обозначим общим символом T и температуру для сгоревших фрагментов T_G, и начальную температуру $T_н$ для несгоревших. Теплообмен между фрагментами происходит посредством турбулентной конвекции и теплопроводности и, при общих допущениях, принятых в работе [5], его можно описать уравнением энергии (2) при источнике $F_Q = 0$.

В этих расчетах турбулентный коэффициент температуропроводности продуктов сгорания $a_T = a_{лам} \cdot \bar{N}_T$. Начальное условие до впрыска: при $\tau = 0$ $T = 900$ K. Граничные условия на стенке КС для короткого периода воспламенения: $\partial T/\partial n = 0$. Давление вычислялось по известным уравнениям термодинамики.

Результаты решения по описанному алгоритму представлены на рис. 5. Зоны горючей смеси,

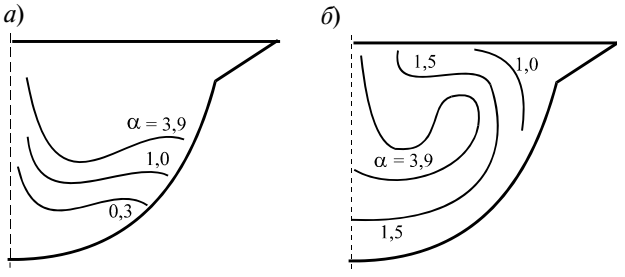


Рис. 4. Поля коэффициента избытка воздуха в середине впрыска (*а*) и в конце (*б*); ($\alpha_{ср}$ = 1,5)

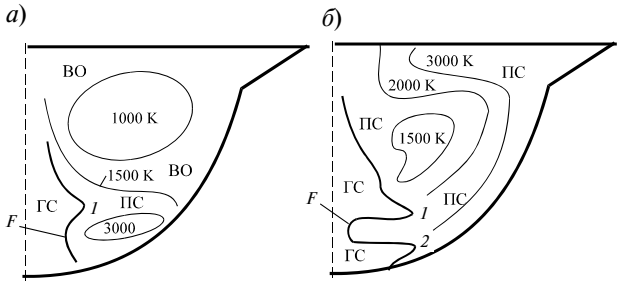


Рис. 5. Поля температур в середине (*а*) и в конце (*б*) впрыска

продуктов сгорания и воздуха обозначены, соответственно, как ГС, ПС и ВО; фронт горения — *F*. Форма фронта меняется в течение всего впрыска и определяется двумя факторами— испарением частиц горючего в потоке *(1)* и испарением на поверхности КС *(2)*.

Блок 5. Полученные сразу после полного воспламенения горючей смеси поле распределения температуры T_0 и поле коэффициента избытка воздуха α_0 определяют (вместе с давлением *p*) равновесный состав продуктов сгорания (ПС) в каждой точке поля. Известно, что содержание основных компонентов (кроме NO) по окончании горения близко к равновесному с погрешностью 10−15 %, что соответствует точности расчетов химической кинетики. Неравновесная доля оксида азота r_{NO} определена в табл. 1 и используется в виде полинома (1). Расчеты равновесного состава ПС позволяют избежать менее точных кинетических расчетов с последующей обработкой результатов в виде полиномов. Данные равновесного состава для всех ячеек поля решения образуют поля массовых долей компонентов $g_{i\,0}$, которые вместе с полем температур T_0 рассматриваются как начальные для задачи химического турбулентного тепломассообмена при догорании и расширении смеси.

Блок 6. Ранее показано [5], что при догорании за фронтом, в котором участвуют лишь легкие углеводороды, число обратимых реакций можно сократить до 25 для 14 компонентов. Дополним их реакциями образования «быстрых» молекул NO по данным работы [6]. Полученный кинетический механизм представлен в табл. 2. Параметры констант скорости реакций соответствуют выражению $k = AT^n\exp(-E/RT)$. Те-

Таблица 2

Детальный кинетический механизм догорания и расширения

№	Реакции	*H*, кДж/ моль	Прямые реакции			Обратные реакции		
			A, моль, м³, с	*n*	*E*, кДж/моль	*A*, моль, м³, с	*n*	*E*, кДж/моль
1	$OH+H_2=H+H_2O$	63	2,2E+02	1,5	14,6	1,78E+05	0,867	84,82
2	$OH+O=H+O_2$	67	2,8E+09	−0,8	−0,42	6,99E+12	−1,435	74,13
3	$OH+H=O+H_2$	8,4	6,9E+06	0	29,3	7,62E+07	−0,196	39,59
4	$OH+OH=O+H_2O$	71	6,0E+02	1,3	0	5,38E+06	0,472	80,51
5	$OH+H=H_2O$	495	6,8E+07	0,1	0	3,90E+14	−0,598	507,84
6	$H+HO_2=H_2+O_2$	235	6,0E+06	0	0	4,03E+05	0,472	216,89
7	$H+O_2=H_2O$	197	1,2E+06	0,6	0	1,26E+11	0,063	220,73
8	$H+HO_2=OH+OH$	155	2,0E+07	0	0	4,87E+01	1,302	132,05
9	$O+HO_2=O_2+OH$	226	6,0E+07	0	0	3,65E+05	0,667	206,59
10	$OH+HO_2=O_2+H_2O$	298	6,0E+06	0	0	3,27E+08	−0,161	287,11
11	$OH+H_2O_2=HO_2+H_2O$	130	1,8E+06	0	1,25	4,80E+06	−0,018	149,02
12	$OH+OH=H_2O_2$	210	3,4E+04	1	0	3,00E+16	−0,982	228,07
13	$O+H_2O_2=O_2+H_2O$	357	2,8E+07	0	26,8	4,54E+05	0,650	381,11
14	$HO_2+HO_2=H_2O_2+O_2$	168	2,4E+07	0	6,3	4,91E+08	−0,143	145,69
15	$CO+OH=CO_2+H$	109	1,2E+01	1,4	−1,68	3,49E+08	−0,085	109,73
16	$CO+HO_2=CO_2+OH$	260	1,3E+08	0	96,4	9,21E+09	−0,184	339,88
17	$CO+O=CO_2$	533	1,0E+01	1	10,5	1,86E+11	−0,355	549,25
18	$CO+O_2=CO_2+O$	37,8	2,5E+06	0	201	2,91E+10	−0,851	237,88
19	$H+CO=HCO$	126	1,2E+02	0	−71,2	2,78E+07	−0,694	−0,48
20	$HCO+O_2=HO_2+CO$	71	6,0E+07	0	30,2	2,72E+07	0,157	180,21
21	$OH+HCO=CO+H_2O$	369	6,0E+07	0	0	1,49E+09	−0,004	437,12
22	$H+HCO=H_2+CO$	306	6,0E+07	0	0	1,83E+06	0,629	366,9
23	$N+NO=N_2+O$	314	1,3E+07	0	0	1,47E+07	0,160	312,4
24	$N+O_2=NO+O$	134	1,8E+02	1,5	25,0	2,39E+01	1,562	158,4
25	$N+OH=NO+H$	168	4,2E+07	0	0	1,38E+10	−0,572	207,94
26	$CH+N_2=HCN+N$	−8,4	8,0E+8	0	23,3	1,5E+11	−0,43	16,3
27	$HCN+H=CN+H_2$	−88	1,2E+12	−0,6	51,9	3,2E+9	0	10,5
28	$HCN+OH=CN+H_2O$	−26	2,0E+8	0,6	10,5	2,9E+6	1,15	−1,2
29	$CN+O_2=CO+NO$	458	3,2E+8	0	0	1,3E+8	0,11	229,5
30	$CN+OH\rightarrow CO+NH$	229	6,0E+10	0	0	—	—	—
31	$NH+OH\rightarrow NO+H_2$	303	5,0E+10	0	0	—	—	—
32	$NH+NO\rightarrow N_2+OH$	411	1,2E+10	0	0	—	—	—

пловые эффекты реакций H считаем постоянными.

При допущениях работы [1] уравнение энергии продуктов сгорания и уравнения сохранения массы компонентов в осесимметричной системе координат запишутся следующим образом:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + u\frac{\partial T}{\partial x} + w\frac{\partial T}{\partial y} = \\ = a_T\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{x}\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) + F_Q; \quad (2)$$

$$\frac{\partial g_i}{\partial \tau} + u\frac{\partial g_i}{\partial x} + w\frac{\partial g_i}{\partial y} = \\ = D_T\left(\frac{\partial^2 g_i}{\partial x^2} + \frac{1}{x}\frac{\partial g_i}{\partial x} + \frac{\partial^2 g_i}{\partial y^2}\right) + F_{Mi} \quad (3)$$

(при $i = 1, 2, ..., N$).

Источники теплоты и массы компонентов:

$$F_Q = \frac{1}{c_P}\left[\sum_{j=1}^{M} H_j(S_j^p - S_j^o) + \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial \tau}\right]; \\ F_{Mi} = \mu_i \sum_j \pm (S_j^p \mp S_j^o), \quad (4)$$

где g_i — массовая доля i-го компонента; S_j^p и S_j^o — скорости прямой и обратной j-й реакции.

Турбулентные характеристики переноса определяются ламинарными параметрами и кратностью КТО: $a_T = a_{лам}\ \overline{N}T(\tau)$; $D_T = D_{лам}\ \overline{N}_T(\tau)$. Время τ отсчитывается от конца горения до начала выпуска.

Начальные условия: $T = T_0\ (x,y)$; $g_i = g_{i\,0}(x, y)$ для $i = 1, 2, ..., N$.

Граничные условия задаются на поверхности ламинарного подслоя у стенки: $T = T_0'$; $\partial g_i/\partial n = 0$ для $i = 1, 2, ..., N$.

Толщина подслоя и тем самым температура его поверхности T_0' задаются из сравнения расчетной и экспериментальной температур выпуска [1].

В выражениях (4) скорость реакции и константа скорости вычисляются следующим образом:

$$S_j^{p,0} = k_j^{p,0} g_\alpha g_\beta \big/ (\mu_\alpha \mu_\beta),$$

$$k_j^{p,0} = c_T\, A\, T^n \exp(-E/RT),$$

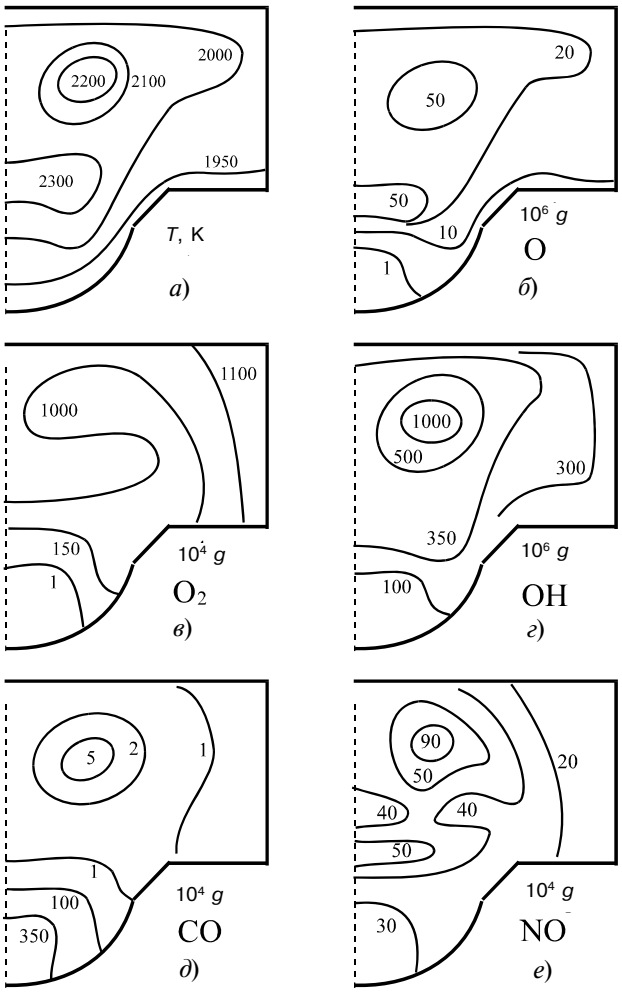


Рис. 6. Поля температуры и массовых долей основных компонентов в середине такта расширения ($\alpha_{ср}$ = 1,5)

где α и β — различные значения i; m — молярная масса; c_T — коэффициент, учитывающий влияние пульсаций температуры и содержания радикалов; $c_T > 1$ [7].

При решении задачи ХТТ использовались методы расщепления шага, прогонки и для вычисления источников по формуле (4) — метод переменного порядка точности Гира.

Результаты расчетов. Доля «быстрых» NO, определяемая концентрацией радикала CH,

Таблица 3

Мольные доли основных компонентов в отработавших газах при номинальном (Н) и позднем (П) горении

$\alpha_{ср}$	Горение	H_2	O	O_2	OH	CO	CO_2	NO
1,1	Н	.851E-02	.220E-07	.260E-05	.955E-05	.284E-02	.937E-01	.503E-02
	П	.241E-01	.798E-07	.394E-06	.162E-04	.639E-01	.682E-01	.377E-02
1,5	Н	.361E-02	.125E-05	.262E-01	.573E-04	.105E-03	.101E+00	.905E-02
	П	.384E-03	.223E-05	.246E-02	.890E-04	.208E-02	.122E+00	.609E-02
2,0	Н	.541E-07	.120E-06	.596E-01	.131E-04	.238E-06	.873E-01	.114E-01
	П	.291E-02	.214E-05	.535E-01	.720E-04	.823E-06	.880E-01	.293E-02

наиболее существенна во фронте горения (см. табл. 2, реакции 26–32). В зоне догорания роль этого механизма мала по сравнению с «термическими» реакциями образования NO (реакции 23–25). Для бедных смесей из-за снижения температуры горения содержание «термических» NO уменьшается и становится соизмеримым с долей «быстрых» NO, что соответствует данным проф. В.А. Звонова [6]. Кроме того, известно, что при низких температурах в выпускной магистрали (<250–300 K) возможно образование диоксида NO_2 по реакции $2NO + O_2 \rightarrow 2NO_2$ [8, 9].

В табл. 3 приведены результаты решения задачи ХТТ для различных средних по объему КС значений $\alpha_{ср}$ в двух вариантах — при номинальном и позднем горении (n = 2000 об/мин). Впрыск в номинальном режиме начинается с обычным опережением ~10–15° ПКВ. В режиме позднего горения начало впрыска смещается на 2 мс (24° ПКВ). Известно, что в этом случае снижается уровень температур и, соответственно, уменьшается содержание оксида азота в ОГ. В то же время возрастает доля оксида углерода. Данные табл. 3 подтверждают это. Образование сажистых частиц здесь не рассматривается, поэтому результаты по оксиду CO представляются завышенными.

Для середины процесса расширения (рис. 6) представлены поля температуры и наиболее активных компонентов. Общим для всех полей является наличие зоны максимальных температур и массовых долей радикалов O, OH, CO и NO. Эти зоны практически совпадают друг с другом, что объясняется кинетическим характером образования радикалов.

Поле молекулярного кислорода O_2 определяется преобладанием конвективного переноса, а не химических реакций. Сравнение с полями α на рис. 4, *б*, показывает соответствие максимальной концентрации CO и зоны богатой смеси, а также наибольшего содержания остальных компонентов в области бедной смеси.

При открытии выпускного клапана продукты сгорания мгновенно перемешиваются, что резко ускоряет реакции догорания. Тем не менее при температурах в выпускной магистрали менее ~1500 K снижение содержания оксидов CO и тем более NO отсутствует.

Результаты измерения содержания NO_x в ОГ одноцилиндрового дизельного двигателя ТМЗ-450Д-04 достаточно точно совпадают с результатами расчета. Среднее квадратичное отклонение экспериментальных и расчетных данных не превышало 20 %.

Полученные на основании расчетов результаты показывают, что на основных достаточно напряженных режимах работы дизелей содержание NO_x в ОГ практически не зависит от образования «быстрых» NO во фронте горения и диоксида NO_2 в выпускной магистрали. Применение рециркуляции ОГ в количестве 10–15 % значительно (на 30–40 %) снижает образование оксидов NO [1] так же, как и режим «позднего» впрыска и горения.

Описанный в настоящей работе метод моделирования внутрицилиндровых процессов в дизелях, основанный на процессах химического турбулентного тепломассообмена, демонстрирует его перспективность и многогранные возможности, однако требует дальнейшего развития в целях повышения точности расчетов.

Литература

1. *Чесноков С.А.* Химический турбулентный тепломассообмен в двигателях внутреннего сгорания. — Тула : Изд-во ТулГУ, 2005. — 466 с.

2. *Басевич В.Я., Веденеев В.И., Арутюнов В.С.* Моделирование задержек самовоспламенения метановоздушных смесей в двигателе внутреннего сгорания // ФГВ. — 1994. — № 2. — С. 7–14.

3. *Фролов С.М., Басевич В.Я., Беляеев А.А., Гоц А.Н.* Моделирование горения и образования токсичных веществ в двигателе внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия // Химическая физика. — 2004. — № 8. — С. 50–57.

4. *Чесноков С.А., Фролов Н.Н., Дунаев В.А., Кузьмина И.В.* Модели смесеобразования и горения в ДВС с непосредственным впрыском // Двигателестроение. — 2005. — № 1. — С. 3–5.

5. *Чесноков С.А., Фролов Н.Н., Дунаев В.А., Кузьмина И.В.* Моделирование горения и образования токсичных веществ в ДВС с непосредственным впрыском топлива // Двигателестроение. — 2005. — № 2. — С. 18–22.

6. *Звонов В.А., Гиринович М.П.* Анализ механизмов образования оксидов азота при сгорании углеводородных топлив в камере сгорания ДВС // Приводная техника. — 2004. — № 5. — С. 27–34.

7. *Чесноков С.А., Фролов Н.Н., Потапов С.А., Тишин С.А.* Турбулентность при горении в ДВС // Двигателестроение. — 2008. — № 1. — С. 13–16.

8. *Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И.* Токсичность отработавших газов дизелей. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. — 376 с.

9. *Лиханов В.А., Сайкин А.М.* Снижение токсичности автотракторных дизелей. — М. : Колос, 1994. — 224 с.

УДК 621.431.72

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СПЕКТРА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАГРУЗОК ДЛЯ КРЫШЕК ЦИЛИНДРОВ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

М.И. Раенко к.т.н., В.А. Рыжов к.т.н., С.П. Мягков
ОАО «Коломенский завод»

На основе статистической обработки данных о сменяемости режимов работы транспортного двигателя на характерном участке пути синтезирован типовой блок циклов нагружения, эквивалентный по повреждающему воздействию на конструкцию эксплуатационному спектру нагрузок. Для дизелей тепловозного и судового назначения определено максимальное число блоков нагружения в течение заданного срока службы до капитального ремонта. Каждый блок циклов нагружения содержит четыре трапецеидальных полных цикла, включающих нагрев, выдержку на режиме полной мощности и охлаждение. Полученные данные предназначены для оценки долговечности крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей в эксплуатации.

Условия работы крышек цилиндров транспортных дизелей характеризуются наличием в элементах, определяющих ресурс (перемычках между клапанами), высоких температурных напряжений, превышающих по амплитуде предел выносливости материала. В результате конструкция имеет ограниченную долговечность и работает в условиях вероятности постоянной повреждаемости. В подобных случаях оценка сопротивления конструкции разрушению по коэффициенту запаса усталостной прочности не возможна, а в качестве критерия прочности при термическом усталостном разрушении рассматривается запас по долговечности, представляющий собой отношение числа циклов до разрушения конструкции к числу циклов, накапливаемых конструкцией за заданный срок службы в эксплуатации $n = N_{пр}/N_{р}$ [1, 2].

В качестве основного типа нагружения, соответствующего усредненному эксплуатационному циклу, принят трапецеидальный температурный цикл нагружения, изображенный на рис 1.

Минимальная температура на огневой поверхности крышки цилиндра при этом соответствует холостому ходу дизеля, а максимальная температура — номинальной мощности. Стационарная часть — температурная выдержка в течение времени τ соответствует времени работы дизеля на режиме номинальной мощности (при максимальной температуре T_{max}) в усредненном эксплуатационном цикле.

Задача определения количества циклов температурного нагружения осложняется отсутствием достаточно полных упорядоченных сведений об изменениях эксплуатационной мощности дизеля и соответствующего изменения теплового состояния деталей камеры сгорания. Системы диагностики, устанавливаемые на энергетическую установку, в настоящее время не получили широкого распространения в отечественной практике, поэтому для подсчета числа циклов нагружения и синтеза типового блока циклов нагружения обычно используют данные хронометража и режимометрирования для данного класса дизелей. Для тепловозных дизелей обычно выбирают отрезок пути (100–250 км), на котором производят регистрацию нагрузочной диаграммы (по позициям контроллера) дизеля.

По результатам обработки статистических данных о сменяемости режимов работы двигателя в эксплуатации формируется типовой эксплуатационный блок циклов нагружения, эквивалентный по повреждающему воздействию на конструкцию эксплуатационному спектру нагрузок и определяется число полных циклов теплосмен, испытываемых крышкой цилиндров за весь

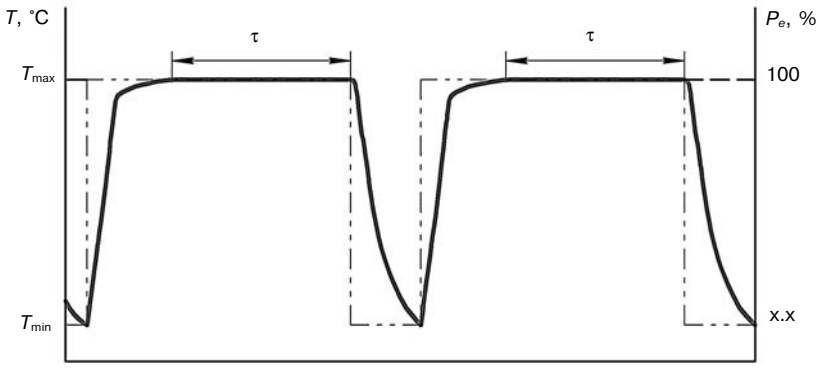


Рис. 1. Типовой цикл нагружения крышки цилиндра при работе двигателя

заданный срок службы транспортной установки до капитального ремонта. Для грузового тепловозного дизеля, эксплуатируемого на участке Тюмень–Ишим, такие данные приведены в работе [3].

Для дизеля 16ЧН26/26 (P_e = 2540 кВт) пассажирского тепловоза ТЭП-70 были получены данные хронометража на одном из наиболее нагруженных участков пути Ташкент–Арысь протяженностью 155 км. Хронометраж производился при прямом и обратном направлении движении тепловоза с одним и тем же составом (весом 1200 т) и машинистом. На рис. 2 изображены диаграммы изменения мощности дизеля соответственно для прямого и обратного направления движения локомотива.

Как видно, даже в относительно близких условиях эксплуатации при одинаковых погодных условиях диаграммы довольно существенно различаются, что дополнительно подтверждает необходимость получения некоторого усредненного (эквивалентного) цикла для дизелей одного класса.

Статистическая обработка диаграмм нагружения производилась методом полных циклов [4, 5]. Результаты обработки сведены в таблицу, в которой зафиксировано количество накопленных циклов соответствующих амплитуд.

Полученный новый процесс (рис. 3) содержит только циклы с амплитудами полных теплосмен. При этом диаграммы прямого и обратного хода объединены в единый блок циклов нагружения длиной $l_б$ = 310 км. Под блоком циклов нагружения в данном случае понимается совокупность последовательных значений переменных нагрузок, возникающих в элементе конструкции за характерный период эксплуатации [4]. Повреждаемость, вносимая в каждом полученном цикле, предполагается одинаковой, то есть реализуется линейная гипотеза накопления повреждений. Использование нелинейных гипотез повреждаемости в данном случае не оправдано, поскольку при усложнении теории лучшего соответствия действительному процессу добиться удается не всегда [5]. Кроме того, ни одна из существующих гипотез не учитывает влияние остаточных макронапряжений в элементах конструкции, которые оказывают существенное влияние на циклическую прочность [6].

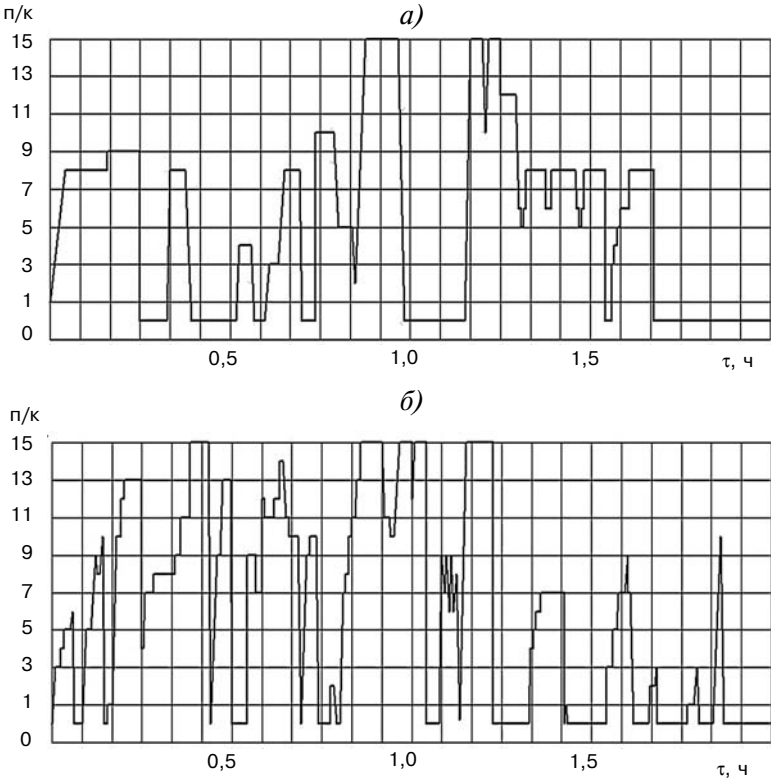


Рис. 2. Диаграмма изменения мощности дизеля тепловоза ТЭП-70 на участке пути:

а — в прямом направлении движения; *б* — в обратном направлении

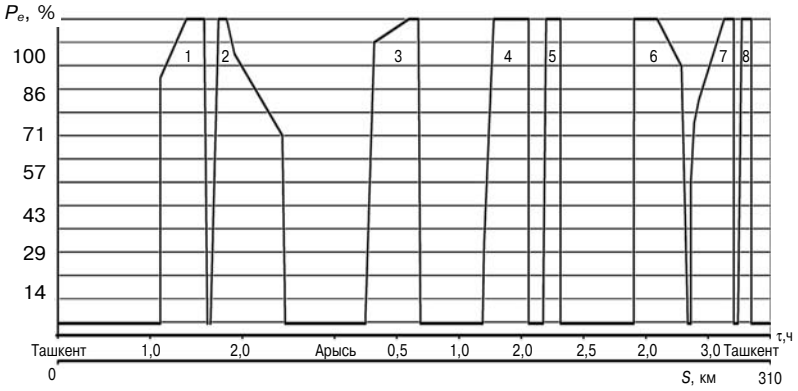


Рис. 3. Результаты статистической обработки данных хронометража

Данные статистической обработки хронометража

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$v_{\sigma i}$	3	6	6	1	2	3	5	5	2	3	0	1	1	8
v_i	3	9	15	16	18	21	26	31	33	36	36	37	38	46

В таблице приняты следующие обозначения: i — номер амплитуды; $v_{\sigma i}$ — число циклов i-й амплитуды; v_i — общее число циклов всех амплитуд.

Далее был осуществлен расчет температурных полей в крышке цилиндра в зависимости от мощности двигателя. Расчет выполнялся методом конечных элементов в трехмерной постановке по методике [6]. По результатам расчета и данным статистической обработки построена гистограмма, представленная на рис. 4.

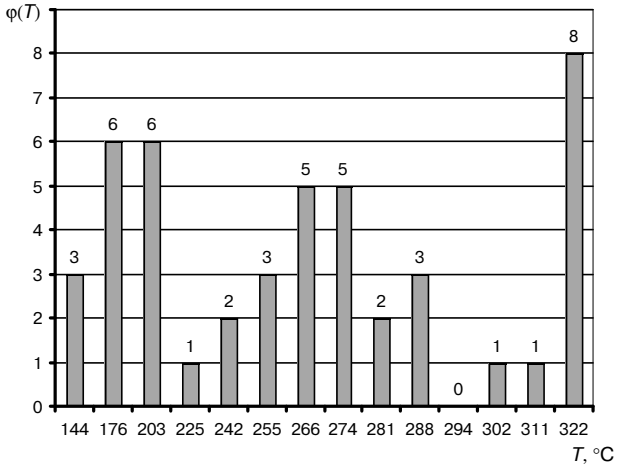


Рис. 4. Распределение максимальных температур на поверхности огневой плиты крышки цилиндра в зависимости от частоты появления φ(*T*) в блоке циклов нагружения

На гистограмме имеется три максимума, которые показывают, что в рассмотренном блоке нагружения наиболее вероятными являются режимы с максимальными температурами на поверхности огневого днища крышки: 190, 270 и 325 °С. При этом первому и второму экстремумам соответствуют максимальные напряжения, не превосходящие предел текучести материала. Кроме того, как отмечалось в работах [1, 2, 6], процесс релаксации напряжений, который в стабильном цикле оказывает решающее воздействие на рост остаточных напряжений, интенсивно протекает в крышках цилиндров только при температурах выше 300 °С. В связи с этим основной вклад в повреждаемость материала будут вносить лишь циклы с максимальной амплитудой теплосмены, то есть циклы, соответствующие переходу с режима полной мощности на режим холостого хода и наоборот.

С учетом изложенного, а также принимая во внимание значительную тепловую инерцию конструкции (для остывания конструкции требуется не менее 20–30 мин работы дизеля на режиме холостого хода), в рассмотренном блоке циклов нагружения можно выделить только четыре из восьми циклов смены мощности, в которых имеют место полные амплитуды температурных напряжений. При этом из рассмотрения были исключены циклы работы на холостом ходу, которые по времени составляют менее 25 мин. Оценка времени релаксации напряжений осуществлялась с учетом экспериментальных данных, согласно которым релаксация напряжений проявляется при работе дизеля на мощности более 70 % от номинальной мощности. В результате установлено, что общее время работы дизеля на указанных режимах в типовом блоке нагружения составит 2,85 ч.

Таким образом, типовой блок циклов нагружения дизеля пассажирского локомотива, эквивалентный фактическому эксплуатационному спектру нагрузок по повреждающему воздействию на крышку цилиндра, имеет длину $l_б = 310$ км. Блок содержит четыре трапецеидальных полных цикла (см. рис. 1). Время выдержки на режиме полной мощности (время релаксации напряжений) в каждом цикле составляет $\tau = 0{,}7125$ ч.

В соответствии с требованиями ОАО РЖД моторесурс S современных модификаций дизелей до капитального ремонта (КР) должен составлять не менее 1600 тыс. км пробега тепловоза. При указанном ресурсе будем иметь: $\lambda = S/l_б = 5160$ блоков нагрузок за ресурс. Количество полных теплосмен с максимальными амплитудами напряжений циклов теплосмен за весь период эксплуатации до КР будет составлять $N_р = 20\,640$ циклов. Суммарное время релаксации напряжений до КР составит ≈14 700 ч.

Сопоставление полученных результатов с данными о режимах эксплуатации грузовых локомотивов [3], указывает, что для пассажирских локомотивов характерна более интенсивная сменность режимов. При этом средние участковые и среднетехнические скорости у пассажирских локомотивов выше, но среднемесячная скорость меньше, чем у грузовых локомотивов, что говорит о большем коэффициенте загрузки последних. Иначе говоря, пассажирские локомотивы эксплуатируются более интенсивно, но менее часто, чем грузовые. Время работы на холостом ходу дизеля грузового локомотива выше в связи большей долей маневровых работ и большими простоями. Поэтому можно утверждать, что дизель грузового локомотива по количеству циклов менее нагружен, чем дизель той же мощности пассажирского локомотива.

Для судовых дизелей, работающих на винт (генератор или редуктор), режим работы существенно отличается от режима работы тепловозного дизеля. Сменность режимов судовых среднеоборотных дизелей в эксплуатации практически не изучена. Поэтому для приближенной оценки указанных параметров воспользуемся данными эксплуатации высокооборотных судовых дизелей фирмы «Caterpillar», приведенными в работе [7].

Для патрульных катеров, таможенных и полицейских судов, судов береговой охраны, некоторых рыболовецких судов, пожарных судов, а также для вспомогательных (подруливающих) двигателей характерен режим с коэффициентом загрузки 50 %. При этом время работы двигателей на номинальной мощности составляет 16 %, на мощности ≥70 % от номинальной — 40–45 %. Годовой ресурс — 1000–3000 ч.

Указанный режим является наиболее характерным для дизелей, выпускаемых Коломенским заводом и предназначенных для патрульных (пограничных) катеров, а также в качестве вспомогательных двигателей. Таким образом, число циклов тепловых смен судового среднеоборотного дизеля может отличаться на порядок (в меньшую сторону) от числа циклов тепловозного дизеля. В то же время судовой дизель по сравнению с тепловозным дизелем более продолжительное время работает на режиме номинальной (или близкой к ней) мощности.

Для судовых дизелей, выпускаемых Коломенским заводом, назначен моторесурс до КР 60 000 ч. Принимая во внимание среднее время выдержки конструкции при мощности ≥70 % от номинальной, будем иметь время релаксации напряжений ≈25 000 ч, что почти в 2 раза превосходит время релаксации напряжений для крышки цилиндра тепловозного дизеля.

Литература

1. *Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Мягков С.П.* Вопросы прочности крышек цилиндров среднеоборотных дизелей // Двигатели внутреннего сгорания. — 2008. — № 1. — С. 62–65.

2. *Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Мягков С.П.* Применение методов математического моделирования НДС крышки цилиндра форсированного дизеля // Сб. научн. тр. по материалам Международной конференции «Двигатель 2007», посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана / под ред. Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. — С. 154–159.

3. *Салтыков М.А., Сальников М.А.* Оценка сопротивления разрушению чугуна с шаровидной формой графита при температурных циклических нагрузках для прогноза ресурса деталей цилиндропоршневой группы двигателей транспортного назначения // Двигателестроение. — 1983. — № 6. — С. 35–38.

4. ГОСТ 25.101–83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов. — М., 1983. — 29 с.

5. *Когаев В.П.* Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / под ред. А.П. Гусенкова. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1993. — 364 с.

6. *Чайнов Н.Д., Салтыков М.А., Раенко М.И., Мягков С.П.* Особенности математического моделирования НДС крышки цилиндра форсированного среднеоборотного дизеля // Двигателестроение. — 2006. — № 4. — С. 8–11.

7. *Конкс Г.А., Лашко В.А.* Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта. — М. : Машиностроение, 2005. — 512 с.

НОВОСТИ ОАО «АВТОДИЗЕЛЬ»

ЗАВОД «АВТОДИЗЕЛЬ» «ГРУППЫ ГАЗ» ПОЛУЧИЛ ПРЕМИЮ «ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОРЫВ» ИНСТИТУТА АДАМА СМИТА

Ярославский моторный завод «Автодизель» стал победителем премии 13-го международного Российского автомобильного форума в номинации «Лучшая инновация/технологический прорыв». Учрежденный Институтом Адама Смита автомобильный форум проходил в Москве с 16 по 18 марта.

Институт Адама Смита наградил Ярославский моторный завод «Автодизель» за реализацию инновационного проекта по разработке перспективного типажа дизельных двигателей 530-го семейства. Сертификат премии был вручен Директору Дивизиона «Силовые агрегаты» «Группы ГАЗ» Игорю Кульгану.

Ведущий церемонии награждения корреспондент журнала «The Economist» Грэм П. Мэкстон отметил, что строящийся в Ярославле завод по производству новых дизелей ЯМЗ станет первым основанным за последние 35 лет в России двигателестроительным предприятием. По уровню технологической оснащенности и автоматизации производства предприятие ни в чем не будет уступать лидерам мирового автопрома.

Проект «Автодизеля» признан Правительством РФ стратегическим для российского машиностроения. Производство нового семейства двигателей станет основой развития современной компонентной базы в России и позволит обеспечить заказами производителей-смежников. Производство компонентов, размещенных на предприятиях РФ, на первом этапе составит 35 %, при выходе на проектную мощность — 60–70 %. На новом предприятии планируется создать около 1,5 тыс. рабочих мест.

Двигатели ЯМЗ-530 – это результат работы конструкторов «Автодизеля» и специалистов австрийской инжиниринговой компании «AVL List». На базе 530-го семейства разрабатываются модификации двигателей различного назначения, включая транспортные средства для оборонного комплекса России. Невысокая стоимость обеспечивает высокую конкурентоспособность этих двигателей в России и за рубежом. Серийное производство новых двигателей стандарта Евро-4 планируется начать в 2011 г.

УДК 621.436:621.891

СООТНОШЕНИЕ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ, ПРИХОДЯЩИХСЯ НА ГРАНИЧНЫЙ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РЕЖИМЫ СМАЗКИ, В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ю.Н. Цветков, д.т.н., проф., зав кафедрой, Д.А. Крылов, асп.
Санкт-Петербургский государственный университет водных коммуникаций,
А.А. Татулян, вед. инж.
ООО ВМПАВТО

Разработана методика оценки механических потерь, приходящихся на граничный и гидродинамический режимы смазки в дизеле. Мощность механических потерь определялась методом проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью постороннего источника энергии (без подачи топлива) и методом сопоставления индикаторной и эффективной мощностей. Получена линейная зависимость мощности механических потерь в дизеле от вязкости моторного масла, с помощью которой можно оценить потери на трение, приходящиеся на граничный режим смазки. Показано, что потери на трение, приходящиеся на граничный режим смазки, многократно превышают потери на трение, обусловленные жидкостным режимом смазки.

Введение

В последние десятилетия в качестве добавок к смазочным материалам, включая моторные масла, получили широкое распространение металлоплакирующие препараты, содержащие высокодисперсные порошки мягких металлов, чаще всего медных сплавов. Вместе с тем о механизме действия металлоплакирующих препаратов в маслах при работе в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) остается много вопросов.

Известно, что указанные препараты проявляют свои антифрикционные и противоизносные свойства в условиях граничной смазки [1], что подтверждается результатами многочисленных экспериментов на машинах трения [2–4]. Результаты же испытаний, проведенных на моторном стенде [5], показывают неоднозначность влияния добавок высокодисперсных порошков оловянистой бронзы в моторное масло на механический и эффективный КПД ДВС: отмечено увеличение индикаторного КПД, тогда как механический КПД оказался практически нечувствительным к таким добавкам. Поэтому представлялось полезным обосновать эффективность применения металлоплакирующих препаратов в ДВС, оценив вклад режима граничной смазки в механические потери в ДВС.

Одной из причин обнаруженного слабого влияния добавок высокодисперсного порошка металла в моторное масло на механический КПД может быть возможное существенное преобладание трения при гидродинамическом режиме смазки над трением при граничном режиме смазки. Однако, как оказалось, в научно-технической литературе отсутствуют конкретные данные о соотношении механических потерь, приходящихся на гидродинамический и граничный режим смазки в ДВС, хотя изучению режимов смазки узлов трения уделяется серьезное внимание, так как потери на трение в ДВС составляют примерно 80 % механических потерь [6, 7].

Основной поток публикаций, касающийся смазки в узлах трения ДВС, посвящен главным образом расчету режима смазки и определению толщины смазочной пленки в подшипниках, в парах трения поршневое кольцо–цилиндровая втулка и поршень–цилиндровая втулка [8–12 и др.] с использованием гидродинамической теории смазки, тогда как вопросы граничной смазки, не говоря уже о соотношении потерь мощности на граничное и гидродинамическое трение в двигателе, не затрагиваются. Очевидно, что выраженный дисбаланс в количестве научных работ, посвященных гидродинамическому и граничному режимам смазки в ДВС, объясняется не тем, что большинство исследователей считают жидкостный (гидродинамический) режим основным, а скорее сложностью в исследовании граничного режима смазки в ДВС. Таким образом, представленные результаты должны иметь помимо практического и чисто научный интерес.

Почти все потери на трение в ДВС приходятся на следующие узлы: цилиндро-поршневую группу, подшипники коленчатого вала и механизм газораспределения. Перечисленные узлы работают при различных режимах смазки, и определить доли потерь на трение, приходящиеся на гидродинамический и граничный режимы смазки, оценив потери на трение в разных узлах по отдельности — очень сложная задача. Если удастся оценить потери на трение в конкретном узле,

необходимо определиться, к какому режиму смазки отнести это трение. Даже в одном узле не поддерживается постоянно один и тот же режим смазки: в зависимости от момента времени может существовать разный режим. Типичный пример — пара трения втулка цилиндра–поршневое кольцо, износ которой определяет экономичность работы ДВС и его ресурс, и на трение в которой приходится до 60 % всех механических потерь в двигателе. В этой паре трения существует полный набор режимов смазки (граничный, смешанный, гидродинамический), причем их относительные доли изменяются в зависимости от такта рабочего цикла.

Цель представленной работы — разработать методику оценки механических потерь, приходящихся на граничный и гидродинамический режимы смазки в ДВС, и произвести оценку соотношения этих потерь в дизельном двигателе.

Теоретическое обоснование методики экспериментов

Для разделения механических потерь в узлах, работающих в режимах граничной и гидродинамической смазки, принята следующая физическая модель процесса.

Представим силу трения T_i в i-м узле трения ДВС в виде суммы двух составляющих:

$$T_i = T_{\text{гр}\,i} + T_{\text{жд}\,i}, \qquad (1)$$

где $T_{\text{гр}\,i}$ и $T_{\text{жд}\,i}$ — составляющие силы трения в i-м узле, приходящиеся на граничный и жидкостный режимы смазки соответственно.

Умножив левую и правую часть (1) на скорость относительного скольжения поверхностей υ_i, получим:

$$T_i\,\upsilon_i = T_{\text{гр}\,i}\,\upsilon_i + T_{\text{жд}\,i}\,\upsilon_i$$

или

$$N_{\text{тр}\,i} = N_{\text{гр}\,i} + T_{\text{жд}\,i}\,\upsilon_i, \qquad (2)$$

где $N_{\text{тр}\,i}$ и $N_{\text{гр}\,i}$ — мощность общих потерь на трение и потерь на трение в режиме граничной смазки соответственно в i-м узле трения ДВС.

Подставим в (2) вместо величины $T_{\text{жд}\,i}$ ее выражение в соответствии с законом вязкого течения Ньютона [13] и просуммируем потери на трение по всем узлам трения в ДВС:

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{гр}} + \sum_i \eta_i S_i \frac{\upsilon_i}{h_i}\upsilon_i, \qquad (3)$$

где $N_{\text{тр}}$ и $N_{\text{гр}}$ — мощность общих потерь на трение и потерь на трение в режиме граничной смазки соответственно во всех узлах ДВС; η_i, S_i и h_i — коэффициент динамической вязкости масла, площадь поверхности трения и средняя толщина смазочного слоя в i-м узле трения соответственно.

Так как в опытах поддерживалась постоянной температура масла в картере, то можно принять для всех узлов трения η_i одинаковым за исключением цилиндропоршневой группы (ЦПГ): масло на деталях ЦПГ имело более высокую температуру, нагреваясь от поршня и стенок цилиндра. Тогда представим выражение (3) следующим образом:

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{гр}} + \eta\left[\sum_{i=1}^{m} S_i \frac{\upsilon_i}{h_i}\upsilon_i + \alpha \sum_{j=m+1}^{n} S_j \frac{\upsilon_j}{h_j}\upsilon_j\right]. \qquad (4)$$

Здесь индекс j относится к деталям ЦПГ, а коэффициент α учитывает изменение вязкости масла на поверхности этих деталей от значения η, соответствующего температуре в картере.

Принимая множитель в квадратных скобках практически постоянным и с учетом того, что значение $N_{\text{тр}}$ составляет 80 % от всех механических потерь в дизеле, перепишем выражение (4) в следующем виде:

$$N_{\text{мех}} \cong N_{\text{гр}} + \eta A_1,$$

где $N_{\text{мех}}$ — мощность механических потерь в ДВС; A_1 — постоянная, определяемая режимом работы дизеля.

В представленной работе вязкость масла определяли по времени истечения из капилляра согласно ГОСТ 33–2000 (ИСО 3104–94), поэтому, пренебрегая различием в плотности применяемых масел, последнее выражение перепишем так

$$N_{\text{мех}} \cong N_{\text{гр}} + A\nu, \qquad (5)$$

где ν — кинематическая вязкость; A — постоянная, аналогичная по смыслу постоянной A_1 в предыдущей формуле.

Согласно выражению (5) график $N_{\text{мех}}(\nu)$ — прямая линия, экстраполируя которую до значения $\nu = 0$, можно оценить величину потерь на трение, соответствующих граничной смазке в двигателе.

Таким образом, эксперименты должны быть направлены на решение следующих задач:

➢ определения механических потерь в ДВС при применении моторных масел разной вязкости;

➢ построения и анализа зависимости $N_{\text{мех}}(\nu)$.

Методика экспериментов

Экспериментальные исследования проводились на испытательном стенде, сконструированном на базе дизеля Д-120 (2Ч10,5/12) воздушного охлаждения номинальной мощностью 22 кВт при номинальной частоте вращения 2000 об/мин). Регулирование крутящего момента на валу дизеля осуществляли с помощью генератора постоянного тока, расположенного на специально спроектированной балансирной подвеске.

Механические потери оценивали двумя способами:

а) методом проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью постороннего источника энергии [14] (без подачи топлива);

б) методом сопоставления индикаторной и эффективной мощности [14].

Для реализации первого метода на балансирной подвеске за генератором установили двухрежимный электродвигатель переменного тока, спаренный с валом генератора. Проворачивание коленчатого вала дизеля осуществляли при частоте вращения вала электродвигателя 1475 об/мин. Оценку механических потерь осуществляли следующим образом. После вывода дизеля на рабочий режим перекрывали подачу топлива и сразу же во избежание падения температуры цилиндров включали электродвигатель для прокручивания коленчатого вала дизеля. С помощью динамометра регистрировали усилие, препятствующее отклонению балансирной подвески от вертикального положения, по усилию вычисляли крутящий момент, а затем и мощность механических потерь.

При использовании второго метода индикаторную мощность определяли с помощью измерительно-вычислительного комплекса с использованием датчиков давления газов в цилиндрах, регистрируя индикаторные диаграммы и обрабатывая их в автоматическом режиме в процессе испытания. Расчет механического КПД и мощности механических потерь осуществляли по известной методике, изложенной в [6, 7, 14].

Метод сопоставления индикаторной и эффективной мощностей позволяет получить объективные оценки механических потерь. Однако при проведении испытаний этим методом трудно поддерживать температуру стенок цилиндров одинаковой при работе на моторных маслах разной вязкости; с этой точки зрения более подходящим является метод проворачивания, дающий, однако, заниженные оценки механических потерь по сравнению с методом сопоставления индикаторной и эффективной мощностей из-за более низкого трения поршневых колец при проворачивании.

В процессе испытаний температура окружающего воздуха в испытательном боксе поддерживалась 30±1 °С, а масла в картере двигателя — 85±1 °С. Контроль температуры масла в картере, выхлопных газов, а также температур различных точек цилиндров производился с помощью хромель-копелевых термопар. За контрольную температуру стенок цилиндров приняли температуру стенки в том поясе по высоте цилиндра, который соответствовал максимальной скорости поршня. Для измерения спаи термопар вставлялись в отверстия диаметром 1,2 мм, просверленные на расстоянии 0,5 мм от «зеркала» цилиндра.

После испытаний проводили измерение шероховатости поверхности трения цилиндров с использованием профилографа MarSurf PS1.

Для испытаний в качестве исходных были выбраны масла селективной очистки И-20А (И-Г-А-32) и МС-20. Дополнительные композиции с промежуточными вязкостями были созданы смешением указанных масел в разной пропорции. Состав композиций (в об. %), использованных в экспериментах, приведен в таблице.

Механический КПД дизеля Д120 при работе на мощности, равной 30 % от номинального значения при применении минеральных масел разной вязкости

Масло	Вязкость при 85 °С, мм^2/с	Механический КПД
И-20А	7,8	0,520
33 % МС-20 + 67 % И-20А	13,8	0,502
67 % МС-20 + 33 % И-20А	16,1	0,495
МС-20	26,0	0,468

Масла И-20А и МС-20 были выбраны в качестве исходных, так как их вязкости различаются в несколько раз, что позволило бы избежать грубых ошибок при выявлении зависимости мощности механических потерь от вязкости в случае невысокой чувствительности потерь к изменению вязкости. К тому же перечисленные масла не содержат никаких присадок, различие в действии которых в разных маслах могло бы привнести дополнительные погрешности в эксперимент. При этом сделали предположение, что применяемые масла (см. таблицу) обеспечивают одинаковую структуру и толщину граничных слоев, образующихся на поверхностях трения. Указанное предположение, строго говоря, может не выполняться, так как масла И-20А и МС-20 значительно отличаются по вязкости, а значит, и по молекулярному весу, и если молекулы масел участвуют в образовании граничной пленки, то и толщина пленки может различаться.

Так как масла, использованные в качестве моторных, не содержали присадок обычных для моторных масел, и вязкость масла И-20А при высоких температурах значительно уступает вязкости моторных масел, рекомендуемых для применения в дизеле испытательной установки, было принято решение проводить эксперименты на работающем дизеле на мощности, равной 30 % от номинального значения. При этом частота вращения коленчатого вала поддерживалась 1500±10 об/мин.

Результаты экспериментов и их анализ

В таблице приведены значения механических КПД, полученных при испытаниях на маслах различной вязкости методом сопоставления индикаторной и эффективной мощностей. По этим значениям вычислили мощность механических потерь и построили график $N_{мех}(\nu)$, где значения кинематической вязкости ν брали соответст-

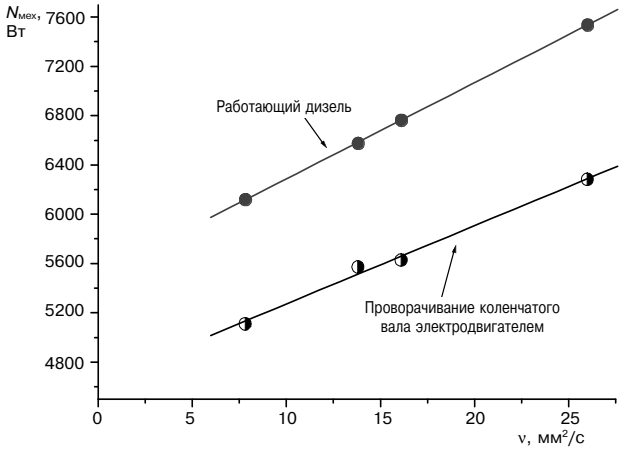


Рис. 1. Сравнение механических потерь, полученных на работающем дизеле и в режиме проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью электродвигателя, в зависимости от вязкости

вующими температуре масла в картере, т. е. 85 °С. Как видно из рис. 1, график (линия сверху) представляет собой прямую, аналитический вид которой

$$N_{мех} = 5508 + 78\nu. \qquad (6)$$

Очевидно, что по виду выражение (6) совпадает с уравнением (5). Это указывает на правомерность принятых допущений при выводе уравнения (5). Зависимость $N_{мех}(\nu)$ получилась линейной даже несмотря на то, что при работе дизеля на маслах разной вязкости температура стенки цилиндра в контрольной точке изменялась примерно от 100 до 110 °С, так как эту температуру невозможно было поддерживать постоянной.

Согласно выражениям (5) и (6) мощность потерь на трение, обусловленных граничным режимом смазки в ДВС, $N_{гр} = 5508$ Вт. Примем в качестве примера вязкость моторного масла, обычно применяемого в ДВС, при 85 °С равным 16 мм²/с, тогда согласно (6) $N_{мех} = 6756$ Вт, т. е. потери на трение, приходящиеся на граничный режим смазки, составляют более 80 %, и только менее 20 % потерь на трение приходится на жидкостный режим.

Для проверки правильности уравнения (6) зависимость $N_{мех}(\nu)$ построили также методом проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью электродвигателя (нижняя прямая на рис. 1). Температура стенок цилиндров в контрольной точке поддерживалась постоянной и равной 105 °С, т. е. была примерно такой же, как и в испытаниях по методу сравнения индикаторной и эффективной мощностей (см. описание выше). Частоты вращения также были практически одинаковыми — 1475 против 1500 об/мин. Как и ожидалось, методом проворачивания получили более низкие значения $N_{гр}$ и $N_{мех}$, при этом отличие от соответствующих потерь, полученных методом сравнения эффективной и индикаторной мощностей, составило около 16 % (см. рис. 1). Однако принципиальный вид зависимости $N_{мех}(\nu)$ в обоих случаях одинаков. При этом одинаково и соотношение $N_{мех}/N_{гр}$, полученное разными методами; например для $\nu = 10$ мм²/с как для верхней, так и для нижней прямой на рис. 1 $N_{мех}/N_{гр} \approx 1{,}14$. Это объясняется тем, что верхняя прямая имеет больший угол наклона к оси абсцисс. Очевидно, что при увеличении мощности работающего дизеля верхняя прямая сдвинется еще выше, при этом увеличится и угол ее наклона, так что соотношение $N_{мех}/N_{гр}$ останется прежним. То есть метод проворачивания может быть использован для оценки относительных долей механических потерь, приходящихся на граничный и жидкостный режим смазки.

На первый взгляд, многократное превышение граничного трения над трением при гидродинамической смазке кажется маловероятным. Сделать такой вывод позволяют и данные работы [11], в которой на примере тракторных дизелей Д-160 и 8ДВТ-330 показано, что даже в такой паре трения, как юбка поршня–втулка цилиндра продолжительность режима жидкостного трения не превышает 40 % времени цикла. Для косвенной проверки вывода о многократном превышении граничного трения над трением при гидродинамической смазке в ДВС авторами были проведены измерения шероховатости рабочей поверхности цилиндров дизеля Д-120, новых и после наработки, примерно равной 100 моточасов. На рис. 2 показано изменение среднего арифметического отклонения профиля *Ra* с расстоянием от верхней мертвой точки (ВМТ). Очевидно, что при трении в режиме граничной смазки в результате приработки поршневых колец и цилиндров шероховатость рабочей поверхности цилиндров будет

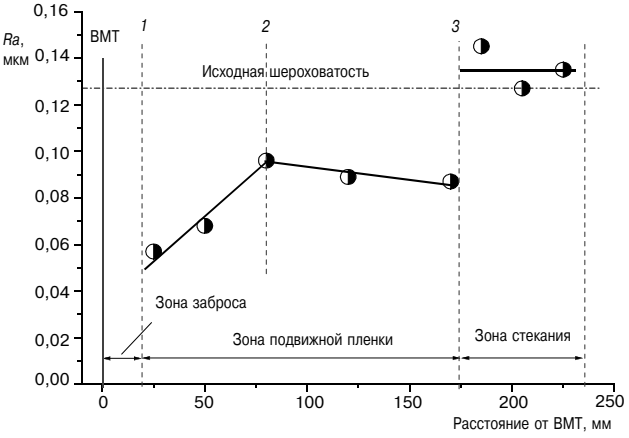


Рис. 2. Распределение шероховатости по рабочей поверхности цилиндров:

1 — крайнее верхнее положение верхнего компрессионного кольца; *2* — граница между областями преимущественно граничной и гидродинамической смазки; *3* — крайнее нижнее положение нижнего компрессионного кольца

снижаться, тогда как при работе в условиях гидродинамической смазки шероховатость должна оставаться почти постоянной. На рис. 2 между линиями *1* и *3* располагается поверхность трения цилиндров — зона подвижной (освежаемой с каждым ходом вследствие движения колец) пленки. Эта зона ограничена сверху зоной заброса — зоной стационарной пленки минимальной толщины, а снизу — зоной стекания масла, удаляемого с поверхности трения поршневыми кольцами. Как видно, шероховатость зоны подвижной пленки заметно снизилась по сравнению с исходной шероховатостью, т. е. шероховатостью нового цилиндра. Причем наименьшее изменение шероховатости произошло примерно посередине зоны подвижной пленки (линия *2*), т. е. там, где скорость поршня наибольшая, а значит вероятнее всего существование жидкостной смазки. Вместе с тем, тот факт, что даже в средней части (по высоте) цилиндра произошло снижение шероховатости, указывает на то, что не во всех тактах цикла в этой зоне реализуется гидродинамическая смазка при трении колец по цилиндру. Вероятность появления жидкостного режима несколько снижается в низкотемпературной зоне (между линиями *2* и *3*) из-за снижения скорости движении поршня по мере приближения к зоне стекания масла: шероховатость постепенно уменьшается. В высокотемпературной зоне (между линиями *2* и *1*) к снижению скорости поршня добавляется еще один фактор, сокращающий долю жидкостной смазки —высокая температура. Чем ближе поверхность к зоне заброса, тем выше температура, а значит, тем меньше доля жидкостного трения и более значительное снижение ее шероховатости при приработке.

Для сравнения на рис. 2 приведены результаты измерения шероховатости зоны стекания. Так как трение на этой поверхности отсутствовало, то и ее шероховатость не должна была измениться по сравнению с исходным значением. Действительно, шероховатость зоны стекания, в отличие от шероховатости зоны подвижной пленки, практически не изменилась, произошло лишь незначительное увеличение шероховатости зоны стекания по отношению к исходному значению, что обусловлено коррозионным воздействием отработанного масла.

Таким образом, жидкостный режим смазки в цилиндро-поршневой группе дизеля, потери на трение в которой составляют до 60 % всех механических потерь, существует очень незначительное время в течение цикла, и, по всей видимости, влиянием жидкостного трения в цилиндропоршневой группе на механические потери можно пренебречь.

Покажем теперь, что в формуле (6) первое слагаемое характеризует именно потери на граничное трение, т. е. трение при граничном режиме смазки. Методами электронографии показано, что в граничном слое молекулы поверхностно-активных веществ ориентируются почти перпендикулярно поверхности металлов [15]. А. С. Ахматов рассматривал граничные слои как квазитвердые тела [16]. Поверх монослоя, адсорбированного непосредственно на поверхности трения, ориентированными слоями адсорбируются другие молекулы, причем последующие слои состоят из димеров. Полярные группы молекул в димерах направлены друг к другу, а углеродные радикалы — наружу, т. е. поверхность раздела между димерами образована метильными хвостовыми радикалами молекулярных цепей. Взаимодействие метильных групп осуществляется дисперсионными силами Ван-дер-Ваальса. Энергия активации разрыва таких связей равна примерно 4–8 кДж/моль [17, 18]. В работе [19] проведен анализ адгезионной составляющей трения с позиций термофлуктуационной теории прочности. По всей видимости, сдвиговая прочность граничных пленок смазочных масел также имеет термофлуктуационную природу [20]. Оценим энергию активации сопротивления сдвигу граничных пленок при работе ДВС. Для этого исследуем зависимость величины $N_{гр}$ от температуры стенок цилиндров. На рис. 3 представлены зависимости механических потерь в ДВС, определенные методом проворачивания коленчатого вала электродвигателем, от температуры стенок цилиндра. По этим зависимостям строили графики $N_{мех}(\nu)$ для разных температур цилиндров (рис. 4), экстраполируя которые до значения $\nu = 0$ определяли потери на граничное трение $N_{гр}$ при разных температурах.

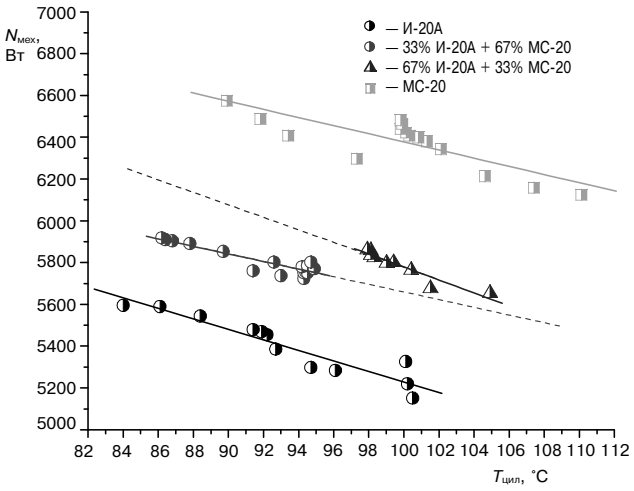


Рис. 3. Зависимость мощности механических потерь от средней (по цилиндрам) температуры в точке максимальной скорости поршня при температуре масла в картере 85 °С

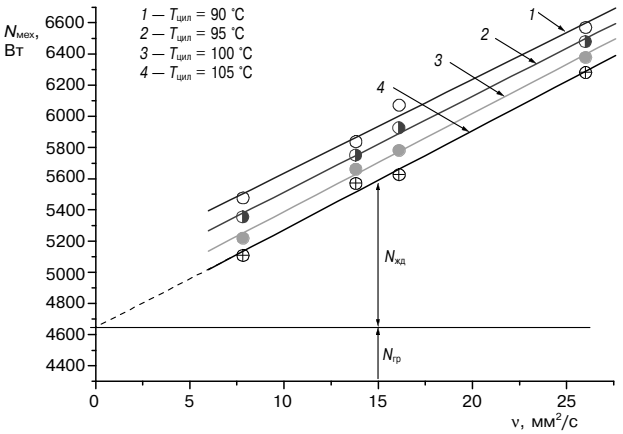


Рис. 4. Зависимость механических потерь от вязкости масла при температуре масла в картере 85±1 °С

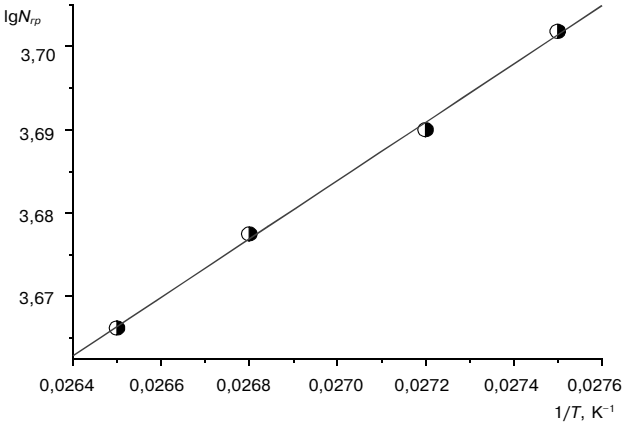


Рис. 5. Зависимость мощности механических потерь при граничной смазке в двигателе от обратной температуры стенки цилиндров

На рис. 5 представлен график зависимости $\lg N_{гр}(1/T)$. Как видно, график $\lg N_{гр}(1/T)$ — прямая линия, т. е. соблюдается следующее уравнение термофлуктуационной теории:

$$N_{гр} = N_0 \exp\left(\frac{U_0 - \gamma\sigma}{RT}\right) = N_0 \frac{U(\sigma)}{RT}, \qquad (7)$$

где N_0 — постоянная, определяемая периодом тепловых колебаний атомов; U_0 — начальное значение энергии активации процесса сдвига граничного слоя; γ — структурно-чувствительная константа; R — универсальная газовая постоянная; T — абсолютная температура; σ — внешние нормальные напряжения; $U(\sigma)$ — энергия активации процесса сдвига граничной пленки.

Значение энергии активации $U(\sigma)$ в (7) определили по наклону линии к оси абсцисс. Оказалось, что $U(\sigma) \approx 7$ кДж/моль. Так как на граничную пленку при трении действуют сжимающие напряжения, то в формулу (7), по всей видимости, надо подставить напряжения σ со знаком «минус», что, в конечном итоге, даст знак «плюс» перед вторым слагаемым в числителе. То, что сопротивление сдвигу граничных пленок повышается с увеличением давления сжатия, экспериментально показано в работе [20]. А значит, в нашем случае значение U_0 несколько меньше 7 кДж/моль. Тем не менее можно утверждать, что оно близко к начальному значению энергии активации разрыва связей между метильными группами, обусловленных дисперсионными силами Ван-дер-Ваальса (см. выше). Интересно отметить, что в работе [20] были найдены энергии активации $U(\sigma)$ граничных слоев сопротивления граничных пленок, образованных различными углеводородами. Энергия активации сдвига пленки антрацена оказалась близкой к полученному в настоящей работе значению $U(\sigma)$, а для пленок других углеводородов величина энергии активации имела тот же порядок. Таким образом, можно утверждать, что в формуле (6) первое слагаемое характеризует именно потери на трение при граничной смазке.

Интересно проанализировать чувствительность потерь на трение при гидродинамической смазке к температуре стенок цилиндров. В аналитическом виде зависимости на рис. 4 можно представить следующим образом:

$$\begin{aligned} N_{мех} &= 5033 + 60{,}1\nu \text{ при } T_{цил} = 90\ ^\circ\text{C};\\ N_{мех} &= 4898 + 61{,}5\nu \text{ при } T_{цил} = 95\ ^\circ\text{C};\\ N_{мех} &= 4759 + 63{,}0\nu \text{ при } T_{цил} = 100\ ^\circ\text{C};\\ N_{мех} &= 4637 + 63{,}5\nu \text{ при } T_{цил} = 105\ ^\circ\text{C}. \end{aligned} \qquad (8)$$

Величина трения при гидродинамической смазке характеризуется значением $N_{жд}$ (см. рис. 4), которое равняется второму слагаемому в правых частях уравнений (8). Значение $N_{жд}$ можно представить в виде суммы:

$$N_{жд} = N_{жд1} + N_{жд2},$$

где $N_{жд1}$ — потери мощности на гидродинамическое трение в узлах, которые смазываются маслом, поступающим непосредственно из картера (к таким узлам относятся, прежде всего, подшипники коленчатого вала дизеля); $N_{жд2}$ — потери на гидродинамическое трение в парах цилиндр–поршневые кольца и юбка поршня–цилиндр. Величина $N_{жд1}$ не зависит от температуры стенок цилиндра, тогда как $N_{жд2}$ от температуры цилиндров зависит. В уравнениях (8) переменная ν — кинематическая вязкость масла в картере при температуре 85 °С, поэтому увеличение множителя перед переменной ν с увеличением температуры стенок цилиндров обусловлено изменениями в режиме смазки пар трения цилиндр–поршневые кольца. Как видно из этих уравнений, множитель перед значением вязкости не уменьшается с возрастанием температуры стенок цилиндров, как следовало бы ожидать, а возрастает, а значит, возрастают и потери на жидкостное трение с увеличением температуры

цилиндров, хотя это возрастание и очень незначительное.

Трение при жидкостном режиме смазки согласно закону вязкого течения Ньютона зависит от произведения вязкости смазочной жидкости на градиент скорости сдвига по толщине несущего слоя жидкости [13]. Очевидно, что с увеличением температуры цилиндра будет снижаться вязкость масла на его стенках. При этом будет уменьшаться и толщина несущего слоя масла, а значит, будет увеличиваться градиент скорости сдвига по толщине смазочного слоя. Однако градиент скорости менее чувствителен к температуре, чем вязкость [13, 21], и в целом трение в паре поршневые кольца–цилиндр и в зоне гидродинамической смазки с увеличением температуры должно снижаться. Тот факт, что согласно (8) трение поршневых колец в цилиндре с ростом температуры увеличивается, объясняется, по всей видимости, тем, что не существует зон постоянно работающих в гидродинамическом режиме смазки — в лучшем случае имеют место различные режимы смазки с переходом от граничного к гидродинамическому. Такой режим соответствует участку, примыкающему справа к минимуму на кривой Герси–Штрибека.

Выводы

Эксперименты по определению режимов трения в дизельном двигателе, проведенные методами проворачивания коленчатого вала дизеля от постороннего источника энергии (без подачи топлива) и методом сопоставления индикаторной и эффективной мощности показали следующее.

1. Между мощностью механических потерь в дизеле и вязкостью моторного масла существует линейная зависимость.

2. Потери мощности на трение, обусловленные режимом граничной смазки в дизельном двигателе, можно оценить построением указанной линейной зависимости и экстраполяции ее до значения вязкости масла, равной нулю.

3. Потери на трение в двигателях внутреннего сгорания, приходящиеся на граничный режим смазки, многократно превышают потери на трение при жидкостном режиме смазки. В представленной работе показано, что соотношение потерь при граничном и гидродинамическом режимах трения составляют примерно 4:1.

Литература

1. *Гаркунов Д.Н., Дякин С.И., Курлов О.Н., Поляков А.А., Симаков Ю.С., Ховрин Е.В., Шепер М.Н.* Избирательный перенос в тяжелонагруженных узлах трения. — М. : Машиностроение, 1982. — 207 с.

2. *Фришберг И.В., Кишкопаров Н.В., Золотухина Н.В., Харламов В.В.* Воздействие ультрадисперсных порошков медного сплава на стальную поверхность в процессе трения // Доклады Академии наук / Техническая физика. — 1999. — Т. 365, № 5. — С. 621–624.

3. *Харламов В.В., Золотухина Н.В., Фришберг И.В., Кишкопаров Н.В.* Влияние ультрадисперсного порошка сплава Cu-Sn на массоперенос при трении скольжения // Трение и износ. — 1999. — Т. 20, № 3. — С. 333–338.

4. *Сафонов В.В.* Повышение долговечности ресурсосберегающих агрегатов мобильной сельскохозяйственной техники путем применения металлсодержащих смазочных композиций: автореф. дис. ... докт. техн. наук. — Саратов, 1999. — 36 с.

5. *Цветков Ю.Н., Татулян А.А., Кузьмин В.Н.* О механизме действия металлоплакирующих препаратов в двигателях внутреннего сгорания // Трение, износ, смазка. www.tribo.ru. Т. 10, № 2 (вып. 35). — Июнь 2008.

6. *Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С., Алексеев И.В., Голубков Л.Н., Черняк Б.Я.* и др. Двигатели внутреннего сгорания. В 3-х кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов. — М. : Высшая школа, 2007. — 479 с.

7. *Лебедев О.Н., Сомов В.А., Калашников С.А.* Двигатели внутреннего сгорания речных судов. — М. : Транспорт, 1990.— 328 с.

8. *Захаров С.М., Никитин А.П., Загорянский Ю.А.* Подшипники коленчатых валов тепловозных дизелей. — М. : Транспорт, 1981. — 181 с.

9. *Изотов А.Д.* Расчет нестационарно нагруженных подшипников. — Л. : Машиностроение, 1982. — 223 с.

10. *Тинг, Майер.* Анализ условий смазки поршневых колец и износа стенки цилиндра. Часть 1. Теория. Труды американского общества инженеров-механиков. Серия F «Проблемы трения и смазки». — М. : Мир, 1974. — №3. — С. 1–12.

11. *Суркин В.И., Курчатов Б.В.* Смазка пар трения дизелей. — Челябинск. : Челябинский государственный агроинженерный университет, 1999. — 224 с.

12. *Энглиш К.* Поршневые кольца. В 2-х т. — М. : Машгиз, 1962. — Т. 1. — 583 с.

13. *Камерон А.* Теория смазки в инженерном деле. — М. : Машгиз, 1962. — 296 с.

14. *Стефановский Б.С., Скобцев Е., Корси Е.К.* и др. Испытания двигателей внутреннего сгорания. — М. : Машиностроение, 1972. — 368 с.

15. *Боуден Ф.П., Тейбор Д.* Трение и смазка твердых тел. — М. : Машиностроение, 1968. — 543 с.

16. *Ахматов А.С.* Молекулярная физика граничного трения. — М. : Физматгиз, 1963. — 472 с.

17. *Тагер А.А.* Физико-химия полимеров. — М. : Химия, 1968. — 536 с.

18. *Регель В.Р., Слуцкер А.И., Томашевский А.И.* Кинетическая природа прочности твердых тел. — М. : Главная редакция физико-математической литератур изд-ва «Наука», 1974. — 560 с.

19. *Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С.* Основы расчетов на износ. — М. : Машиностроение, 1977. — 526 с.

20. *Briscoe B., Scruton B., Willis F.R.* The Shear Strength of Thin Lubricant Films. Pro-ceedings of Royal Society of London, Seria A, Vol. 333, №. 1592, 1973, P. 99–114.

21. *Мур Д.* Основы и применения трибоники. — М. — Л. : Мир, 1978. — 487 с.

УДК 621.436-232.001.5

ЭФФЕКТ П.А. РЕБИНДЕРА В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ КОМБИНИРОВАННЫХ ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

С.П. Косырев, д.т.н., проф.
Балаковский институт техники, технологии и управления СГТУ

В статье рассматривается эффект П.А. Ребиндера в подшипниках скольжения форсированных комбинированных дизелей, полученный в результате применения поверхностно-активных веществ в системе смазки. Динамичность нагружения масляного слоя подшипника скольжения является дополнительным критерием оценки эффекта по П.А. Ребиндеру из-за адсорбции поверхностно-активных веществ.

Современный уровень развития дизелестроения характеризуется форсировкой ДВС по параметрам термодинамического цикла и частоте вращения коленчатого вала, а это связано с повышением нагрузок на подшипники последнего. Максимальное гидродинамическое давление в минимальных зазорах отечественных подшипников достигает 50 МПа, подшипников известной фирмы «Глико» — 80 МПа. Рост давления внутри слоя смазки как и воздействие на кривошипно-шатунный механизм (КШМ) максимального давления цикла и сил инерции способствует росту динамики нагружения масляного слоя. Последняя применительно к нестационарно нагруженным подшипникам до настоящего времени не изучалась и вопросы динамики элементов КШМ рассматривались без связи с гидродинамикой масляного слоя подшипника.

При знакопеременном нагружении КШМ силами давления газов и силами инерции за цикл нагружения шатунная шейка коленчатого вала совершает динамическое движение по сложной траектории, характеризующейся заданными нагрузками, относительным зазором, вязкостью смазки, гидродинамическими характеристиками, основной из которых является минимальная толщина слоя смазки h_{min}. Применяемые в настоящее время методы расчета гидродинамики масляного слоя подшипников скольжения не учитывают динамичности приложения нагрузки и закона движения центра шейки коленчатого вала за цикл. При этом динамическая задача сводится к квазистатической из-за того, что в классической гидродинамической теории смазки степень динамичности приложения нагрузки обычно не рассматривается [1]. Принимая во внимание сказанное, минимальную динамическую толщину масляного слоя в подшипнике скольжения оценивают зависимостью

$$h_{min} = K_д \cdot h_{min\ стат},$$

где $K_д$ — коэффициент динамичности нагрузки; $h_{min\ стат}$ — квазистатическая составляющая минимальной толщины масляного слоя.

Как показали теоретические и экспериментальные исследования на примере динамики нагружения дизеля ЧН21/21 [2], коэффициент динамичности в КШМ с $K_д = 1{,}2$ снижается до $K_д = 1{,}18$ в масляном слое шатунного подшипника за счет диссипации и демпфирования колебательной энергии шатунном и масляным слоем подшипника. Вместе с тем основная часть динамической напряженности ($K_д = 1{,}18$) через масляный слой передается коренным шейкам коленчатого вала, его подшипникам и постелям блок-картера, вызывая локальные деформации, высокочастотные динамические напряжения и вибрации в сопрягаемых деталях и влияя отрицательным образом на эксплуатационную надежность и усталостную прочность дизелей, а также создавая непредвиденные аварийные ситуации даже на стадии доводки. Следовательно, представляется целесообразным решение двуединой задачи одним методом: снизить динамику нагружения $K_д$ путем нейтрализации колебательного процесса в масляном слое подшипника скольжения и применить эффективные меры для удержания смазки на трущихся поверхностях. К числу таких методов следует отнести использование в подшипниках поверхностно-активных веществ (ПАВ), вызывающих, как известно, образование антифрикционной износостойкой пленки [3]. Последняя представляет самовосстанавливающийся пластически деформированный мягкий и тонкий слой. Так как непосредственное измерение демпфирующей способности масляного слоя подшипника сложно, а оценка рассеяния энергии колебаний в КШМ как детали сложной конфигурации представляет определенные трудности вследствие того, что рассеяние энергии не является линейной функцией от динамической напряженности кон-

струкции, для оценки динамики нагружения в масляном слое подшипника скольжения в условиях применения ПАВ требуются новые подходы.

Молекулы ПАВ покрывают всю поверхность трения подшипников скольжения и коленчатого вала адсорбированной эпиламирующей пленкой, которая, понижая поверхностную энергию материала, облегчает пластическое течение в зернах, расположенных в поверхностных слоях. Адсорбционное разупрочнение материала является следствием физического взаимодействия материала с адсорбционной граничной пленкой. Это явление известно под названием адсорбционной пластификации и является первым условием П.А. Ребиндера, открытого им в 1931 г. Активные молекулы эпилама проникают в микроскопические трещины, микропоры, создавая адсорбционно-расклинивающую особенность, которая является вторым проявлением эффекта П.А. Ребиндера. Адсорбция ПАВ вызывает снижение удельной поверхностной энергии и интенсифицирует пластическое деформирование материала, что способствует снижению его прочностных характеристик и установлению положительного градиента механических свойств в зоне трения. Для снижения коэффициента динамичности $K_д$ с 1,18 до 1,0 путем изменения условий смазки с использованием эффекта П.А. Ребиндера разработана конструкция тонкостенного подшипника скольжения [2], антифрикционное покрытие которого обработано ПАВ, представляющим композиционную смазку — эпиламирующий раствор высокомолекулярных ПАВ во фторсодержащих растворителях — хладонах II2, II3, II4B2 или их смесях. В качестве ПАВ использованы отечественные эмульгаторы 6СФК-I80-0,5 (разработчик — ГИПХ, Санкт-Петербург).

Механизм образования защитной антифрикционной пленки в сопряжении шатунный подшипник–шейка коленчатого вала при использовании ПАВ следующий. Минеральные смазочные масла, применяемые в системах смазки высокофорсированных дизелей, содержат в себе ПАВ в виде спиртов, смолисто-асфальтовых веществ, возникающих как при старении масла (окислении) в процессе эксплуатации, так и при крекинг-процессе нефти и облагораживании масла различными присадками. В результате сложных химических реакций от взаимодействия ПАВ с медными трубками охладителя масла и другими медьсодержащими деталями дизеля получаются органические соединения (например, медные мыла), растворимые в масле. При этом имеющиеся в масле ПАВ не вызывают самостоятельного эффекта безызносности. Активирование смазочного масла добавляемыми ПАВ при покрытии подшипников скольжения усиливает их адсорбирующее действие на частицах износа (эффект П.А. Ребиндера), а улучшенное диспергирование последних интенсифицирует образование устойчивого разделительного слоя — эпилама, т. е. барьерной разделительной пленки с очень низким запасом поверхностной энергии. Смазочное масло, внесенное в дисперсную среду, прочно удерживается в рабочей зоне узла трения из-за резкого снижения поверхностного напряжения и запаса энергии поверхностного слоя. Продукты износа, покрытые медью, осаждаются в зазоре между направляющим вкладышем и шатунной шейкой коленчатого вала в зоне трения и вместе с восстанавливаемой медью формируют на поверхностях трения защитную квазисжиженную антифрикционную металлическую пленку, увеличивающую демпфирующую способность масляного слоя и снижающую динамичность нагружения. Для доказательства и достижения последней в условиях применения ПАВ на дизеле ЧН21/21 в ОАО «Волжский дизель им. Маминых» проведены исследования гидродинамики шатунного подшипника путем измерения толщины масляного слоя [4]. Из сравнения осциллограмм (рис.) видно, что в масляном слое без ПАВ имеют место гидродинамические колебания, вызванные воздействием ударной возмущающей силы, и коэффициент динамичности $K_д$ = 1,2. В подшипнике скольжения в результате выполнения приработочного покрытия с нанесенным на него с рабочей стороны эмульгатором гидродинамические колебания в масляном слое отсутствуют и $K_д$ = 1,0. Указанный сравнительный анализ осциллограмм гидродинамических колебаний показывает, что $K_д$ вкладыша подшипника скольжения с ПАВ снижается с 1,18 до 1,0, а коэффициент трения в таком подшипнике приближается к нулю из-за формирования тонких износостойких пленок из эмульгатора на поверхностях контакта вкладыша и шейки коленчатого вала. При этом ко-

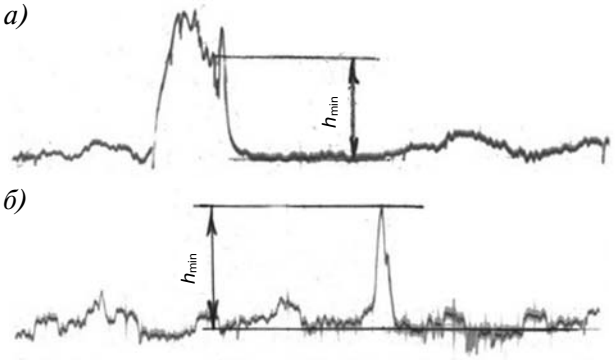


Рис. Осциллограммы измерения толщины масляного слоя h_{min}:
а — без покрытия ПАВ; *б* — с использованием ПАВ

лебательный процесс в масляном слое подшипника полностью демпфируется. Через определенное количество циклов фрикционного динамического нагружения вкладыша подшипника скольжения тонкая износостойкая пленка может диспергироваться и уноситься из зоны трения, но одновременно формируется новый промежуточный антифрикционный слой.

Результаты исследования механизма работы ПАВ в смазочном слое позволяют сделать следующие выводы.

1. Решена задача повышения несущей способности и эксплуатационной надежности на 18–20 % подшипника скольжения комбинированного форсированного дизеля снижением динамичности нагружения масляного слоя применением ПАВ, нанесенного на приработочное покрытие вкладыша с рабочей стороны. Динамичность нагружения масляного слоя является дополнительным критерием оценки эффекта по П.А. Ребиндеру, учитывающего изменение поведения окисных пленок-эпиламов вследствие адсорбции ПАВ.

2. Использование ПАВ в подшипниках скольжения комбинированных форсированных дизелей уменьшает выдавливание смазочного материала из зоны трения из-за резкого снижения поверхностного напряжения в запасе энергии поверхностного слоя, что увеличивает демпфирующую способность последнего путем резкого снижения гидродинамических колебаний в нем, вызванных ударной возмущающей силой.

3. Научные основы влияния ПАВ на процессы деформационного упрочнения деталей машин с учетом их геометрических и физико-механических характеристик пока не разработаны. В связи с этим развитие исследований в направлении дальнейшего изучения эффекта П.А. Ребиндера имеет большой научный и практический интерес.

Литература

1. К теории масляного слоя в динамически нагруженном подшипнике / С.Г. Каратышкин. — В кн. : Трение и износ в машинах. — М. : Изд-во Академии наук, 1958. — С. 163–180.

2. А. с. 1530847 СССР, МКИ Г 16 С 17/С2. Тонкостенный вкладыш подшипника скольжения высокофорсированного дизеля / С.П. Косырев, В.Г. Кочерженко, В.М. Гребнев СССР. № 4341435/25–27; Заявлено 09.12.87; Опубл. 23.12.89, Бюл. № 47. —2 с.

3. *Польцер Г., Майсснер Ф.* Основы трения и изнашивания. — М. : Машиностроение, 1984. — С. 200–201.

4. *Косырев С.П., Ким Ф.Г., Гребнев В.М.* Уменьшение динамичности нагружения шатунных подшипников при использовании ПАВ // Двигателестроение. — 1990. — № 3. — С. 43—45.

НОВОСТИ ОАО «КАМАЗ»

CNH И «КамАЗ» ОБЪЯВЛЯЮТ О СОЗДАНИИ СОВМЕСТНОГО ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ В РОССИИ

CNH и «КамАЗ» объявляют о создании совместного промышленного предприятия в России.

22.03.2010 компания «CNH Global NV», входящая в «FIAT Group», и ОАО «КамАЗ» подписали соглашение о создании совместного предприятия по производству сельскохозяйственной и строительной техники.

Свои подписи под соглашением поставили генеральный директор «CNH International» Франко Фузиньяни, старший вице-президент CNH по развитию бизнеса Алессандро Нази, генеральный директор ОАО «КамАЗ» Сергей Когогин и генеральный директор «CNH-KAMAZ Industry LLC» Тимур Нуриахметов. Официальная церемония состоялась в головном офисе компании «CNH International» в г. Лугано (Швейцария).

Соглашение базируется на основных принципах декларации о намерениях, подписанной в Москве в октябре 2009 г. главой концерна FIAT Серджио Маркионне и генеральным директором госкорпорации «Ростехнологии» Сергеем Чемезовым в присутствии Премьер-министра РФ Владимира Путина.

Доли в новой компании «CNH-KAMAZ Industrial BV» принадлежат партнерам на равной паритетной основе. Деятельность нового СП будет осуществляться на производственных площадях ОАО «КамАЗ» в г. Набережные Челны, которые в общей сложности составят более 50 000 кв. метров. Произведенная техника предназначена для поставок, прежде всего, на внутренний рынок России, а впоследствии — и в другие страны СНГ. Запланированные начальные инвестиции в размере $70 млн США позволят выпускать до 4000 ед. техники в год, включая семейство комбайнов с двигателями мощностью 300 л. с., два вида тракторов с 300–535-сильными моторами, а также строительную технику.

По условиям соглашения компания CNH передает в СП ряд своих моделей и технологий и включит завод в Набережных Челнах в свою глобальную производственную сеть. Производство моделей будет осуществляться под торговыми марками New Holland Agriculture и New Holland Construction, включая компоненты и инструменты.

Производство сельскохозяйственной и строительной техники начнется в апреле, а экскаваторных погрузочных машин New Holland Construction — в конце года. В течение следующих месяцев две компании планируют создать коммерческое СП по продвижению этой техники в России. Для заключения соответствующего соглашения необходимо получить предварительное одобрение Федеральной антимонопольной службы РФ.

УДК 621.436

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ СКОРОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Г.Д. Драгунов, д.т.н., А.А. Юсупов, инженер
Южно-Уральский государственный университет
И.А. Мурог, к.т.н.
Челябинское высшее военное автомобильное инженерно-командное училище (институт)

Выполнено отображение в форме аналитических зависимостей семейства скоростных частичных и внешней характеристик автомобильных двигателей. Полученная система алгебраических уравнений совместима с математическими моделями движения автомобиля, динамическими моделями трансмиссии и другими случаями анализа совместной работы автомобильного двигателя внутреннего сгорания и различных транспортных средств. Уравнения содержат в явном виде главный управляющий параметр двигателя — положение органа управления подачей топлива.

Для отображения реальных режимов работы в процессе моделирования характеристик транспортных средств различного типа автомобильный двигатель внутреннего сгорания необходимо представлять совокупностью внешней и частичных скоростных характеристик.

Эти характеристики составляют значительную по объему и сложности часть общей математической модели движения транспортного средства. Поэтому наряду с требованиями достоверности и точности представление характеристик двигателя должно быть совместимым и достаточно простым для нахождения решения общей системы уравнений.

Примерами решения таких задач являются тягово-динамический расчет автомобиля, анализ устойчивости и управляемости при прямолинейном движении автомобиля и движения в повороте, анализ проходимости автомобиля в различных дорожных условиях и многие другие. Двигатель включается в эти расчеты и анализы в основном тремя показателями:

- скоростью вращения коленчатого вала, связанной через передаточную функцию со скоростью движения автомобиля;
- крутящим моментом, развиваемым двигателем, связанным через передаточную функцию с моментом сопротивления движению автомобиля;
- приведенным моментом инерции (который в большинстве случаев можно оценить по моменту инерции маховика), входящим составной частью в динамическую модель автомобиля.

Последняя характеристика задается наиболее просто, так как она является постоянной величиной.

Скорость вращения коленчатого вала и крутящий момент являются взаимосвязанными переменными величинами и в условиях транспортных средств изменяются в широких пределах.

Для изучения процессов, протекающих в трансмиссии автомобиля, необходимо построить семейство скоростных характеристик в поле режимов работы двигателя. В справочной и технической литературе можно найти чаще всего внешнюю скоростную характеристику двигателя, т. е. зависимость крутящего момента от скорости вращения коленчатого вала при полной подаче топлива, либо значения максимальной мощности и максимального крутящего момента при частоте вращения, соответствующей этим показателям, а также минимальную (минимальную устойчивую) и максимальную частоту вращения холостого хода.

Основной параметр управления двигателем — величина топливоподачи, которая изменяется и задается педалью подачи топлива. Обозначим ее перемещение H и будем измерять в долях от полного перемещения H_{max} ($h = H/H_{max}$). Таким образом, задачу моделирования характеристик двигателя можно свести к нахождению функционала $M_e = (n, h)$.

Известные из технической характеристики названые выше параметры и типичный вид скоростных характеристик бензинового двигателя показаны на рис. 1.

Участок от n_{min} до n_N соответствует внешней скоростной характеристике при неизменном и полном открытии органа управления топливоподачей (дроссельной заслонкой системы питания).

При промежуточных постоянных положениях дроссельной заслонки имеем частичные скоростные характеристики $h_{0,5}$, $h_{0,2}$, поле которых заключено между внешней характеристикой и скоростной характеристикой холостого хода при отсутствии внешней нагрузки на коленчатый вал.

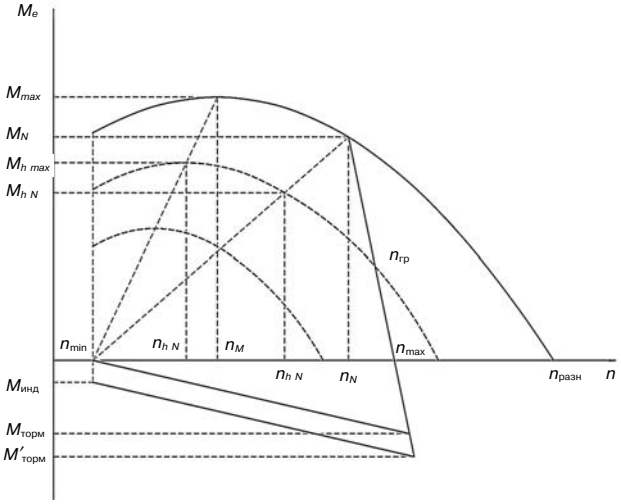


Рис. 1. Скоростные характеристики бензинового двигателя

Известно, что доминирующим фактором, влияющим на изменение крутящего момента автомобильного двигателя с управлением за счет количества поступающей в цилиндры рабочей смеси, является коэффициент наполнения [1]. Поэтому можно с достаточной степенью точности принять

$$M_e = \text{const} \cdot \eta_v. \quad (1)$$

Тогда для скоростных характеристик изменение M_e определяется зависимостью коэффициента наполнения от частоты вращения коленчатого вала. Основные факторы, влияющие на коэффициент наполнения (аэродинамические потери во впускной системе, подогрев свежего заряда, несоответствие фаз газораспределения оптимальным значениям), определяются квадратом скорости воздушного потока во впускной системе. В свою очередь скорость потока пропорциональна частоте вращения коленчатого вала, поэтому можно считать обоснованным представление зависимости крутящего момента от скорости вращения коленчатого вала (при постоянном положении дроссельной заслонки) в виде отрезка квадратичной параболы [2]. Эти допущения справедливы для диапазона частот вращения коленчатого вала от $n_{\min}$ до n_N

$$M_e = a + b(n - n_M)^2. \quad (2)$$

Для внешней скоростной характеристики значения коэффициентов уравнения найдем из условий:

➢ при частоте вращения $n = n_M$ крутящий момент $M_e = M_{\max}$;

➢ при частоте вращения $n = n_N$ крутящий момент $M_e = M_N$,

Получим:

$$a = M_{\max};\ b = \frac{M_N - M_{\max}}{(n_N - n_M)^2}. \quad (3)$$

Уравнение крутящего момента

$$M_e = M_{\max} + \frac{M_N - M_{\max}}{(n_N - n_M)^2}(n - n_M)^2. \quad (4)$$

Используя известное выражение для коэффициентов приспособляемости по крутящему моменту $k_M = M_{\max}/M_n$ и по частоте вращения $k_n = n_N/n_M$, получим

$$M_e = M_N\left[k_M + \frac{1 - k_M}{(k_M - 1)^2}\left(\frac{n}{n_M} - 1\right)^2\right]. \quad (5)$$

Уравнения (4) и (5) представляют собой стационарную модель описания работы двигателя по внешней характеристике (при полном открытии органа управления подачей топлива, т. е при $h = 1$).

При работе ограничителя максимальной частоты холостого хода, уменьшающего коэффициент наполнения в интервале частот от $n = n_N$ до $n = n_{\max}$, скоростная характеристика может отличаться от квадратичной параболы и должна иметь свое характерное отображение. Учитывая, что при эксплуатации автомобилей и большинства других транспортных средств эти режимы используются редко и не являются определяющими для оценки интегральных показателей работы транспортных средств, для упрощения задачи можно принять характеристику линейной, т. е.

$$M_e = \frac{M_N(n_{\max} - n)}{(n_{\max} - n_N)}. \quad (6)$$

Частичную скоростную характеристику также можно представить в виде (2), так как она достигается частичным открытием дроссельной заслонки, т. е. введением дополнительного гидравлического сопротивления во впускной системе, зависящего от частоты вращения коленчатого вала во второй степени, и все изложенные выше соображения для внешней характеристики остаются справедливы и для частичной

$$M_{h_{\max}} = M_{h_{\max}} + \frac{M_{hN} - M_{h_{\max}}}{(n_{hN} - n_{hM})^2}(n - n_{hM})^2. \quad (7)$$

Для обеспечения обратной связи между двигателем и оператором целесообразно выполнять привод органа управления подачей топлива так, чтобы изменение подачи топлива было пропорционально перемещению органа управления дроссельной заслонкой. Тогда можно допустить, что величина максимального крутящего момента на частичных характеристиках уменьшается от значения $M_{\max}$ пропорционально перемещению органа управления подачей топлива h

$$M_{h\max} = M_{\max}\, h. \quad (8)$$

По аналогичным соображениям допустим, что крутящий момент при максимальной мощности на частичной скоростной характеристике изменяется пропорционально перемещению органа управления подачей топлива h

$$M_{h_N} = M_N\, h. \quad (9)$$

Допустим также, что частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальному крутящему моменту на различных частичных характеристиках, изменяется по линейной зависимости от положения органа управления подачей топлива h

$$n_{M_h} = n_{\min} + (n_M - n_{\min})h. \quad (10)$$

Аналогичную форму уравнения примем для зависимости частоты вращения коленчатого вал от положения органа управления подачей топлива, соответствующей максимальной мощности

$$n_{N_h} = n_{\min} + (n_N - n_{\min})h. \quad (11)$$

Для определения максимальной частоты вращения коленчатого вала для частичной характеристики используем уравнение (7) и условие равенства нулю эффективного крутящего момента на этой частоте

$$n_{h_{\max}} = n_{h_M} + (n_{h_N} - n_{h_M})\sqrt{\frac{M_{h_{\max}}}{M_{h_{\max}} - M_{h_N}}}. \quad (12)$$

Если получим, что максимальная частота на частичной характеристике больше по величине, чем максимальная частота холостого хода по внешней характеристике, то это означает, что при заданном положении органа управления топливоподачей двигатель выходит на режим работы ограничителя максимальной частоты и следует принять $n_{h\max} = n_{\max}$, а эффективный крутящий момент считать по уравнению (6). Граничная частота $n_{гр}$ выхода на характеристику ограничителя определится из условия равенства эффективных крутящих моментов из уравнений (6) и (7) их совместным решением относительно $n = n_{гр}$.

При $n > n_{\max}$, когда активный крутящий момент передается от трансмиссии на двигатель, а двигатель работает в тормозном режиме, $M_e < 0$, тормозной момент определяется разностью момента механических потерь $M_{мех}$ и индикаторного момента $M_{инд}$ (13):

$$M_{тор} = M_{мех} - M_{инд}. \quad (13)$$

Допустим, что в тормозном режиме $M_{инд}$ при частоте n равен $M_{инд}$ при частоте $n_{\min}$. Этот момент можно определить из условия $M_e = M_{инд} - M_{мех} = 0$, т. е. $M_{инд}$ равен $M_{мех}$ при частоте $n_{\min}$. Таким образом

$$M_{инд} = M_{\min\,мех} = 9549\frac{P_{мех}}{n}, \quad (14)$$

где $P_{мех}$ — мощность механических потерь, кВт; n — частота вращения, об/мин.

Известно, что

$$P_{мех} = \frac{p_м V_h i n}{30\tau}, \quad (15)$$

где V_h — рабочий объем цилиндра, л; i — число цилиндров; τ — тактность; $p_м$ — давление механических потерь, МПа:

$$p_м = A + BC_м, \quad (16)$$

где $C_м$ — средняя скорость поршня; A и B — известные коэффициенты для каждого типа двигателя [1]; при необходимости могут быть уточнены для конкретной модели;

$$C_м = \frac{S \cdot n}{30}. \quad (17)$$

Подставив уравнения (14)–(17) в (13), получим

$$M_{тор} = 10{,}61\frac{BV_h iS}{\tau}(n - n_{\min}). \quad (18)$$

Представленная модель достаточно точно отображает реальную характеристику бензинового двигателя (рис. 2).

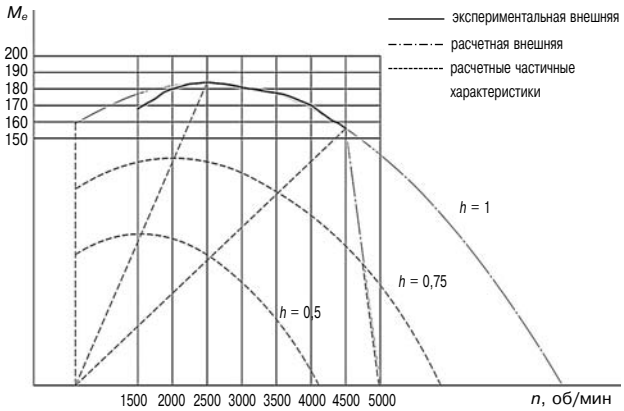


Рис. 2. Экспериментальная внешняя и расчетные внешняя и частичные скоростные характеристики двигателя ЗМЗ-402

Модель можно просто и эффективно использовать при моделировании движения автомобиля в реальных условиях и выполнении практических тягово-динамических расчетов. Например, при моделировании разгона автомобиля в городских условиях.

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания / Под ред. А.С. Орлина, М.С. Круглова. — М. : Машиностроение, 1983.

2. *Гришкевич А.И.* Автомобили: Теория. Мн.: Выш. шк., 1986.

УДК 621.56-59

АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ МОТОРНЫХ ТОПЛИВ: СЖИЖЕННЫЙ ПРИРОДНЫЙ ГАЗ — МОТОРНОЕ ТОПЛИВО XXI ВЕКА

Н.Г. Кириллов, д.т.н., заслуженный изобретатель РФ, академик АВН,
А.Н. Лазарев, к.т.н., доцент, академик МАИ
Военный инженерно-технический институт

Представлены результаты анализа ресурсных и экологических проблем использования традиционных моторных топлив и дана оценка перспективности различных видов альтернативных моторных топлив. Проанализированы преимущества сжиженного природного газа (СПГ) как наиболее дешевого, экологически безопасного и функционально универсального моторного топлива для двигателей различных транспортных средств.

Современные ресурсные проблемы производства традиционных нефтяных моторных топлив

В настоящее время нефть является практически единственным источником сырья для производства моторного топлива. В настоящее время каждую секунду во всем мире добывается и потребляется (химической промышленностью, автомобилями и т. д.) примерно 127 т нефти.

Среди различных видов транспорта (воздушного, морского, речного, железнодорожного и т. д.), ее роль особенно велика в автотранспорте, на потребности которого тратится более 60 % от общего количества добытой нефти, что обусловлено огромным количеством автомобилей. Если в 1896 г. в мире всего было 4 автомобиля, то в 1920 уже около 10 млн автомобилей, а в настоящее время мировой автомобильный парк насчитывает более 700 млн ед. и продолжает быстро расти.

Для примера можно привести динамику роста парка автомобилей в странах бассейна Тихого океана. В 1993 г. в этом регионе насчитывалось 91 млн легковых автомобилей, к 2020 г. их там будет уже более 500 млн. Причем Китай по числу частных автомобилей превзойдет Японию в 3 раза. А ведь всего несколько лет назад в КНР частный легковой автомобиль являлся большой роскошью.

Если сегодняшний темп прироста автомобилей сохранится в ближайшие двадцать лет, то уже в 2025 г. в мире будет свыше 1,5 млрд автомобилей. И всем этим машинам потребуется бензин или дизельное топливо. По прогнозам специалистов, для удовлетворения нужд промышленности и транспорта потребление нефти должно возрасти до 190 т в секунду. Это потребует увеличения добычи нефти относительно современного уровня почти в 1,5 раза. К сожалению, разведанных запасов такого количества нефти на планете нет. Так, по прогнозам комиссии ЮНЕСКО уже в первой четверти наступившего столетия в значительной мере будут исчерпаны все разведанные запасы нефтяных месторождений. По данным Энергетической комиссии США за последние 20 лет в мире не было открыто ни одно новое крупное месторождения нефти.

По расчетам ОПЕК, при существующем уровне добычи нефть в Великобритании закончится в ближайшие 3—4 года, в Норвегии — во втором десятилетии, в США — в первом десятилетии. Истощение запасов российской нефти прогнозируется на 20-е гг. Нефтяных запасов Ирана, Саудовской Аравии, Венесуэлы хватит только до 50-х гг. нашего столетия.

Можно смело предположить, что уже после 2020 г. истощение нефтяных ресурсов приведет к резкому дефициту нефтепродуктов, увеличению их стоимости и необходимости перехода на альтернативные виды моторного топлива [1].

Современные экологические проблемы использования традиционных нефтяных моторных топлив

Все более возрастающим фактором, обусловливающим необходимость перевода различных видов транспорта на альтернативные моторные топлива, является ужесточение экологических требований к отработавшим газам двигателей автомобилей. Транспорт — один из основных источников выбросов углекислого газа (CO_2) и других вредных веществ в атмосферу. Так, при сжигании 1 л бензина в воздух выбрасывается до 2,2 кг CO_2 до 65 г продуктов неполного сгорания топлива и до 100 г окислов азота (NO_x).

Антропогенное воздействие на окружающую среду от применения нефтяных топлив в автотранспортных средствах определяется огромным

количеством вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу вместе с отработавшими газами автомобилей, проявлением которых являются усиление «парникового эффекта» и негативное влияние на здоровье людей [2].

Изменение климата — одна из самых серьезных экологических проблем в наши дни, что связано с «парниковым эффектом», который, по мнению ученых, вызван резким увеличением концентрации в атмосфере углекислого газа (CO_2). Один легковой автомобиль ежегодно поглощает из атмосферы в среднем более 4 т кислорода, выбрасывая при этом с отработавшими газами примерно 800 кг угарного газа, 40 кг оксидов азота и почти 200 кг различных углеводородов. Учитывая, что в настоящее время суммарная мощность двигателей транспортных средств в целом превосходит суммарную мощность электростанций, применение традиционного нефтяного моторного топлива на транспорте вступает в жесткое противоречие с решениям, принятыми странами-участниками Киотского протокола и климатической конвенции (Рио-де-Жанейро, 1992 г.), определяющих значительное сокращение выбросов CO_2 и других парниковых газов в XXI веке.

Широко известно, что значительные количества выбросов токсичных веществ автомобилями, работающими на традиционных нефтяных видах топлива, наносят огромный ущерб здоровью людей, особенно в крупных городах, где уровень выбросов вредных веществ от автотранспорта достигает величины 90 %. Так, пиковые значения концентрации оксидов азота, углерода и других вредных веществ на улицах крупных российских городов в 10–18 раз превышают предельно допустимые концентрации (ПДК).

Подсчитано, что в целом по РФ ежегодные выбросы вредных веществ от различных видов транспорта составляют около 180 кг на каждого жителя страны. Неудивительно, что по некоторым оценкам, нынешний уровень загрязнения атмосферы ведет к росту заболеваний и сокращению срока жизни наших соотечественников в среднем на пять лет. Так, например, в одном из докладов Минприроды РФ говорится: *«Загрязнение атмосферного воздуха... оказывает негативное влияние на здоровье россиян. За последние пять лет заболеваемость взрослого населения хроническим бронхитом возросла в 1,7 раза, обращения граждан по поводу приступов бронхиальной астмы увеличились на 30 %. Заболеваемость детей выросла в 1,5 раза... В зонах сверхнормативного загрязнения воздуха проживает 10–15 миллионов горожан, а численность населения, находящегося на территориях, где уровень шума превышает допустимые пределы, составляет 30 миллионов человек»*.

С учетом истощения запасов и экологических проблем, связанных с использованием нефтяных моторных топлив, применение альтернативных моторных топлив в двигателях транспортных средств становится актуальным для всех стран мира. В связи с этим в настоящее время во всех промышленно развитых странах проводятся масштабные исследовательские работы в области создания наиболее оптимальных с точки зрения экологичности, высокой эффективности, низких издержек производства и имеющих значительные запасы, новых альтернативных видов моторных топлив. Целью этих работ является разработка национальных топливных концепций и создание новых двигателей, соответствующих самым жестким мировым стандартам. Так, за последнее 15 лет в США принят ряд законодательных актов, в которых самое пристальное внимание уделяется проблеме улучшения экологической обстановки в городах и населенных пунктах. В их числе: Закон «Об альтернативном моторном топливе», Закон «О чистом воздухе», Закон «Об энергетической политике» и т. д. На основе этих законов Министерство энергетики США значительно расширило объем научно-исследовательских работ в секторе потребления энергоресурсов на транспорте и разрабатывает новые программы по ускоренному широкомасштабному использованию альтернативных видов топлив.

Анализ перспективности различных видов альтернативных моторных топлив

В отличие от развитых зарубежных стран, в России до сих пор не существует концепции производства и использования альтернативных моторных топлив, что в значительной степени усложняет решение задач развития отечественного моторостроения и снижения выбросов от всех видов транспорта. Основными критериями выбора новых видов топлива являются: экологическая безопасность, высокая экономическая эффективность, значительная сырьевая база и т. д. [3].

Очевидно, что первым шагом в решении этой проблемы является учет всех видов возможных альтернативных моторных топлив и анализ перспективности их использования в условиях России.

Синтетический бензин и ДМЭ. Сырьем для производства синтетического бензина может быть уголь, попутный нефтяной газ и другие вещества, но чаще всего используется природный газ. При этом природный газ окисляется в присутствии катализатора в синтез-газ, содержащий CO и H_2. Моторные топлива из синтез-газа производятся либо с использованием процесса Фишера–Тропша, либо с помощью так

называемого Мобил-процесса через промежуточное получение метанола. За рубежом данные технологии получили название «газ–в–жидкость».

В настоящее время в России широко обсуждается вопрос целесообразности и эффективности создания крупномасштабных производств синтетического бензина из природного газа. Однако необходимо понимать, что за рубежом данная технология развивается как альтернативная форма морской доставки природного газа из удаленных добывающих стран в США, Западную Европу и Японию. Более того, при данной технологии из 1 м^3 природного газа получают не более 250 г синтетического бензина. В современных легковых автомобилях использование 1 м^3 природного газа в качестве моторного топлива эквивалентно 1,2 л бензина, что составляет 1 кг нефтепродукта. Следовательно, при производстве синтетического бензина из природного газа теряется топливо, энергетический потенциал которого эквивалентен 700 г нефтепродукта. Эти потери уходят в окружающую среду в виде углекислого газа и грязной технической воды.

В России применяется наземная трубопроводная транспортировка природного газа, в связи с этим производство синтетических моторных топлив из природного газа лишено экономического смысла.

Все сказанное выше в полной мере относится и к диметиловому эфиру (ДМЭ). Производство ДМЭ из природного газа в континентальной России означает ничто иное как энергозатратную конверсию метана, который изначально сам по себе является идеальным энергоносителем. При этом существующие технологии получения ДМЭ через конверсию в метанол или синтез-газ приводят к значительному загрязнению окружающей среды.

Метанол. Метанол как моторное топливо имеет высокое октановое число и низкую пожароопасность. Эти свойства оправдывают применение метанола на гоночных автомобилях. Однако из-за высокой токсичности массовое применение метанола в развитых странах запрещено.

В России метанол производят для газовой промышленности: его закачивают в магистральные трубопроводы для снижения температуры конденсации примесей природного газа. В качестве моторного топлива метанол ввиду его высокой стоимости и токсичности в России также не используется.

Электрический и гибридный привод. Интерес к электромобилю, работающему на электричестве от аккумуляторных батарей, в начале XXI века обусловлен прежде всего развитием технологий хранения энергии, которые позволили увеличить срок работы батарей между подзарядками и сократить время самой подзарядки, увеличить срок жизни аккумуляторов и снизить их стоимость. Пока источником энергии в электромобиле служат в основном свинцово-кислотные батареи. Это наименее дорогой из всех типов батарей. Стандартный комплект свинцово-кислотных аккумуляторов для электромобиля средней массы стоит порядка $3000 США. Однако на подобных батареях без подзарядки нельзя проехать более 150 км, и менять их приходится минимум раз в три года. Существуют и более перспективные технологии хранения энергии, позволяющие увеличить срок работы батарей. Но они пока слишком дороги. В целом, как и прежде, цена электромобилей значительно превышает цену бензинового аналога, в связи с чем потребительская ниша их использования очень ограничена.

Одним из направлений применения электродвигателей является их комбинированное использование на автотранспортных средствах в сочетании с традиционными двигателями внутреннего сгорания(гибридный привод). При этом предполагается, что электричество будет использоваться для привода транспортных средств в городских условиях для снижения антропогенного влияния автомобилей на окружающую среду. В России работы по созданию современных гибридных электромобилей практически не ведутся.

Водород и автомобили на топливных элементах. До недавнего времени за рубежом и в России активно обсуждалась тема о перспективе развития водородной энергетики и использования водорода в качестве альтернативного топлива для автомобилей с топливными элементами.

Топливные элементы — это устройства, генерирующие электроэнергию непосредственно на борту транспортного средства за счет процесса обратного электролиза, т. е. в процессе реакции водорода и кислорода образуются вода и электрический ток. В последние 20 лет в этом направлении работало достаточно много зарубежных автомобильных фирм в странах, импортирующих нефть. Однако несмотря на огромные финансовые затраты, им так и не удалось приблизить стоимость автомобилей на топливных элементах к традиционным. Так, американский минивэн «HydroGen3», работающий на топливных элементах, стоит около $1 млн и для большинства автолюбителей автомобили на топливных элементах очевидно так и останутся несбыточной мечтой.

В настоящее время топливные элементы обладают рядом серьезных недостатков. Так, кроме высокой стоимости и короткого срока службы

применение топливных элементов на транспортных средствах дает существенный прирост массогабаритных характеристик автомобиля. Более того, несмотря на заявленный разработчиками топливных элементов высокий теоретический КПД (около 70 %), эффективность даже лучших топливных элементов за весь жизненный цикл в настоящее время составляет менее 30 %. Наиболее интенсивные исследования по применению топливных элементов в автотранспортных средствах проводились с США с 2001 по 2005 г., на которые затрачено более $2 млрд долл. Исследования показали, что для широкого и доступного применения топливных элементов на автотранспорте необходимо создать новые революционные открытия почти в 100 отраслях техники и материаловедении.

Более того, последние годы отмечены серьезными неудачами в области опытной эксплуатации «водородных двигателей». Так, осенью 2008 г. ведущие автопроизводители мира, занимающиеся разработкой автомобилей на топливных элементах, приняли участие в американском автопробеге Hydrogen Road Tour 08, призванном стать первой такого масштаба рекламной акцией, привлекающей внимание к созданию инфраструктуры для будущих суперэкологичных моделей, однако мероприятие привело к неожиданному результату.

В 13-дневном «приключении» приняли участие девять автопроизводителей: «Honda», «General Motors», «Toyota», «Ford», BMW, «Daimler», «Hyundai», «Nissan» и «Volkswagen», вознамерившихся доказать необходимость сооружения большего числа водородных заправочных станций. Но, ко всеобщему разочарованию, пробег закончился провалом, красноречиво показавшим, что автомобили с двигателями, работающими на водороде, не готовы для внедрения в массовое производство. Старт заезда состоялся в Портленде, штат Мэн, и проходил по 18 штатам через 31 город с финишем в Лос-Анджелесе. Но из-за технических проблем большую часть намеченного пути автомобили не смогли проделать самостоятельно — их пришлось транспортировать на эвакуаторах. Оказалось, что машины не были готовы к условиям ежедневной эксплуатации. По мнению американских специалистов, технологии в создании топливных элементов достигли своих пределов, и они пока не видят возможности для их дальнейшего усовершенствования, а делать водородные автомобили с топливными элементами просто нерентабельно. В связи с этим Президент США Барак Обама 13 мая 2009 г. закрыл «Фонд развития автомобилей с водородными двигателями» с бюджетом $1,2 млрд, учрежденный администрацией президента Джорджа Буша-мл. в 2003 г.

Попытки создания топливных элементов для двигателей автомобильного транспорта в России предпринимает ОАО «Автоваз» в кооперации с Уральским электрохимическим комбинатом. В качестве прототипа двигателя автомобиля используется электрохимический генератор «Фотон». При мощности 27 кВт данный двигатель на топливных элементах имеет моторесурс не более 2 тыс. ч и стоит около $300 тыс. США.

Однако результаты зарубежных компаний показывают, что дальнейшие исследования по созданию водородных автомобилей с топливными элементами не имеет перспектив в ближайшем будущем.

Этанол. Этанол (спирт питьевой) обладает высоким октановым числом и энергетической ценностью, является отличным моторным топливом. Серьезность отношения в мире к спиртовым топливам определяется уровнем их применения в транспортных средствах. Так, например, в конце прошлого века в Бразилии чистый этанол в качестве моторного топлива использовали более 7 млн автомашин и еще 9 млн машин — его смесь с бензином (газохол).

США является вторым мировым лидером по масштабному изготовлению этанола для нужд автотранспорта. Этанол используется как «чистое» топливо в 21 штате, а смесь этанол–бензин составляет 10 % топливного рынка США и используется более чем в 100 млн двигателей.

Стоимость этанола в среднем гораздо выше себестоимости бензина. Всплеск интереса к использованию этанола в качестве моторного топлива за рубежом был обусловлен налоговыми льготами. Так, в США эти льготы компенсируют продавцам убыток в случае, если они продают этанол по цене бензина. Цель проведения такой политики в США и Западной Европе — снизить зависимость от импорта нефти. Для России, которая не имеет значительных излишек зерновых культур, идея использования автомобиля, работающего на этаноле, не актуальна, сомнительна и маловероятна.

Биодизельное топливо. В последние годы в США, Канаде, Германии и странах ЕС возрос коммерческий интерес к биодизельному топливу, в особенности к технологии его производства из рапса. В Австрии биодизельное топливо уже сейчас составляет 3 % общего рынка дизельного топлива при наличии производственных мощностей до 30 тыс. т/год; во Франции эти мощности составляют 20 тыс. т/год; в Италии — 60 тыс. т/год. В США планируется на 20 % заменить обычное дизельное топливо биодизельным и использовать его на морских судах, городских автобусах и грузовых автомобилях. Хотя потенциальных источников для произ-

водства моторных топлив из местного сырья достаточно много, на практике круг их сужается вследствие географических, климатических, экономических и других факторов. Особенно это актуально для России, 2/3 территории которой расположено в зоне умеренно холодного климата. Пищевые культуры, как потенциальное сырье для производства моторного топлива, для России исключаются, поскольку являются не менее дефицитными сегодня для производства продуктов питания. В отличие от экваториальных стран, технические сельскохозяйственные культуры в России — сезонное сырье и их выращивание требует больших земельных площадей. Например, для производства в США 3,8 млрд л в год этанола нужно собрать урожай технических культур с 2 млн га.

Поэтому в России практически отсутствует сырьевая база для получения этанола и биодизельного топлива (необходимо отметить, что наиболее эффективными продуцентами для этих топлив являются представители тропической и субтропической флоры), что позволяет скептически оценивать возможность их широкого использования на транспорте в РФ.

Сжиженные углеводородные газы (СУГ). В широком обиходе под СУГ понимают бутан-пропановую смесь. Как моторное топливо СУГ обладают важным преимуществом перед другими видами газовых моторных топлив: бутан-пропановая смесь при нормальной температуре и давлении в 1,6 МПа переходят в жидкое состояние. Следует отметить и более низкую себестоимость производства этого топлива по сравнению с традиционными моторными топливами — бензинами. В связи с данными показателями СУГ широко применяется в качестве моторного топлива как в России, так и за рубежом.

Однако при рассмотрении перспектив применения СУГ в качестве моторного топлива в России следует иметь в виду, что эти газы являются химическим сырьем для производства важных продуктов и незаменимым технологическим сырьем целого ряда производств. Необходимо также учитывать, что СУГ широко используется для бытовых нужд в местах, удаленных от газопроводов природного и попутного газа (отопление, приготовление пищи). Таким образом, ресурсы СУГ, которые могут быть выделены для использования в качестве моторного топлива в перспективе будут существенно ограничены.

Учитывая, что бутан–пропан является продуктом переработки нефти и нефтяного попутного газа, в полном смысле слова он не может считаться альтернативным видом моторного топлива и его использование на транспорте в ближайшие 10–15 лет может полностью прекратится.

Природный газ. Приоритет природного газа (ПГ) как наиболее перспективного экологически безопасного моторного топлива очевидна для многих стран мира. Широкое применение природного газа как наиболее чистого и дешевого альтернативного моторного топлива в настоящее время возведено в ранг государственной политики во многих странах мира. В США, Германии, Канаде, Новой Зеландии, Аргентине, Италии, Голландии, Франции и других странах успешно действуют национальные программы перевода автотранспорта, в первую очередь городского, на газомоторное топливо. Для этого разработана соответствующая нормативно-законодательная база: ценовая, налоговая, тарифная, кредитная. В результате в этой области наблюдается явный прогресс. В Нидерландах более 50 % всего автотранспорта используют в качестве топлива газ, в Италии — более 20 %. 95 % автобусного парка Вены (Австрия) и 87 % парка Дании работают на природном газе.

При переводе на природный газ, который на 95–98 % состоит из метана, выбросы двигателей внутреннего сгорания по вредным компонентам значительно сокращаются. Результаты исследований токсичности газобаллонных автомобилей показывают, что при замене бензина на природный газ выброс токсических составляющих (г/км) в атмосферу, в зависимости от типа автомобиля, снижается: по оксиду углерода в 5–10 раз, окислам азота — в 1,2–1,5 раза, ПАУ — в 10 раз, дымности — в 8–10 раз. По оценкам специалистов отработавшие газы метановых двигателей на 60 % менее вредны для человека, практически не содержат канцерогенных компонентов; на 60–80 % меньше разрушают озоновый слой; на 50 % меньше способствуют формированию кислотных осадков; на 25 % снижают риск возникновения парникового эффекта. Этот показатель очень важен при реализации Киотского протокола, к которому присоединилась Россия.

На природный газ могут быть переведены стандартные бензиновые двигатели путем установки газового топливного оборудования, включающего устройства для редуцирования давления топливного газа и регулирования его расхода в соответствии с режимом работы. Для дизельных двигателей, помимо оснащения их газовым оборудованием, необходима установка системы искрового зажигания. Может быть использован также газодизельный процесс, в котором зажигание газовоздушной смеси, подаваемой в цилиндры двигателя, осуществляется за счет впрыска запальной порции дизельного топлива.

При использовании природного газа в 2–3 раза увеличивается срок службы моторного масла, свечей зажигания — возрастает на 40 %; на 35–40 % увеличивается моторесурс двигателя и межремонтный пробег. При этом не образуется нагар на поршнях, клапанах и свечах зажигания. Метан не смывает масляную пленку со стенок цилиндров и не разжижает масло в картере; не содержит вредных примесей, на химическом уровне разрушающих детали камеры сгорания, каталитический нейтрализатор и лямбда-зонд.

По технической безопасности природный газ имеет следующие преимущества: в газовых емкостях отсутствует воздух, не образуется смесь паров, как у бензина или дизельного топлива; метан обладает самой низкой температурой воспламенения (680 °С); почти в 2 раза легче воздуха, при утечке устремляется вверх, достаточно быстро «растворяясь» в атмосфере. По этим причинам природный газ является самым пожаробезопасным видом моторного топлива.

Постановлениями Правительства РФ от 15 января 1993 г. № 31 «О неотложных мерах по расширению замещения моторных топлив природным газом» и от 2 ноября 1995 г. № 1087 «О неотложных мерах по энергосбережению», в частности, предусмотрено осуществить замену дефицитных нефтяных видов топлива альтернативными, а также сократить объем потребления бензина за счет увеличения выпуска автотранспортных средств, работающих на газообразном топливе. В связи с этим перевод автомобильного транспорта на природный газ становится важнейшей государственной задачей для России.

Уникальные физико-химические свойства природного газа, значительные естественные запасы, развитая сеть его доставки от месторождений во многие регионы страны по магистральным газопроводам и экологические преимущества в сравнении с традиционными видами топлив позволяют рассматривать ПГ как наиболее перспективное и универсальное моторное топливо для автомобильного и других видов транспорта России. Россия располагает крупнейшими разведанными запасами газа в мире, которые в настоящее время составляют более 47 трлн м^3, ежегодная добыча — 540 млрд м^3, из них на внутренний рынок поставляется не менее 290 млрд м^3. Единая система газоснабжения обеспечивает подачу природного газа в 20 тыс. населенных пунктов страны, в том числе 800 крупных городов.

В связи с этим использование природного газа как моторного топлива в России может уже в ближайшее время превратиться в самостоятельную высокорентабельную подотрасль газовой промышленности [4].

Сжиженный природный газ — наиболее перспективный вид альтернативного моторного топлива XXI века

Природный газ как моторное топливо может применяться как в виде компримированного (КПГ) газа, сжатого до давления 200 атм, так и в виде сжиженного (СПГ), охлажденного до −160 °С, природного газа. Отечественный и зарубежный опыт использования КПГ в качестве моторного топлива показал, что компримированный природный газ имеет ряд существенных недостатков, среди которых увеличение массы топливной системы транспортного средства, значительное уменьшение пробега на одной заправке, необходимость периодического освидетельствования баллонов высокого давление и т. д. Это приводит к тому, что технологические сложности и технические риски применения природного газа на транспорте полностью переносятся на потребителя. В связи с этим в странах Западной Европы для стимулирования газификации автотранспорта предусматривается существенное уменьшение налогов на автомобили, использующие КПГ, в среднем в 1,5–2 раза. Кроме того, автовладельцы после конверсии автомобиля освобождаются от налоговых выплат на 3 года. С 1996 г. в Великобритании и Франции существенно уменьшены налоги на автомобили, использующие газовое топливо по отношению к традиционным транспортным средствам. В Германии эта разница составляет 1,5 раза, в Нидерландах — 1,7 раза.

В последние годы исследования зарубежных автомобильных компаний показали, что недостатки использования природного газа в виде КПГ могут быть устранимы при переходе на сжиженный природный газ. Именно по этому пути идут в настоящее время все развитые страны мира. Сегодня сжиженный природный газ рассматривают как наиболее дешевое и функционально универсальное альтернативное моторное топливо для автомобильного, авиационного, водного и железнодорожного транспорта [5, 6].

Преимущества СПГ при использовании в качестве моторного топлива объясняются его более высокой плотностью (в 3 раза) по отношению к компримированному природному газу при давлении 200 атмосфер. Замена сжатого природного газа на СПГ позволяет существенно улучшить технические показатели транспортных средств: уменьшить габариты и массу системы хранения бортового топлива; увеличить полезную грузоподъемность и запас хода на одной заправке; сократить за счет более редких заправок непроизводительные затраты, связанные с холостыми пробегами. Сжижение позволяет уменьшить объем газа, занимаемый в обычных условиях,

почти в 600 раз, что приводит, по сравнению со сжатием газа, к уменьшению массы системы хранения природного газа на транспортном средстве в 3–4 раза, а объема в 1,5–3 раза.

Так, например, для среднего грузового автомобиля, оборудованного криогенной емкостью СПГ объемом 300 л, пробег на одной заправке увеличивается в 1,8 раз, а суммарная масса оборудования и топлива уменьшается на 600 кг по сравнению с тем же автомобилем, работающим на КПГ. Грузоподъемность автомобиля при его переводе на СПГ и пробег на одной заправке сопоставимы с аналогичными характеристиками автомобиля, работающего на традиционном топливе (бензин или соляр).

В табл. 1 представлены сравнительные характеристики топливной системы среднего грузового автомобиля при использовании компримированного и сжиженного природного газа в качестве моторного топлива.

Таблица 1

Сравнительные характеристики топливной системы автомобиля при использовании КПГ и СПГ

Показатели	КПГ	СПГ	Отношение КПГ/СПГ
Запас газа, кг	75	75	1
Вместимость, л	400	175	2,3
Рабочее давление, МПа	20	0,15	130
Число емкостей, шт.	8	1	8
Объем пространства, необходимый для размещения, $м^3$	1,4	0,6	2,3
Масса, кг	740	85	9
Удельная металлоемкость, кг массы/кг газа	10	1,15	9

Интенсивному росту использования СПГ в качестве моторного топлива способствует и то, что мировой рынок сжиженного природного газа является одним из наиболее динамично развивающихся рынков углеводородов, в среднем его прирост составляет до 7 % в год. За рубежом производство СПГ в значительной степени стимулировано более экономичной транспортировкой огромного количества природного газа морским транспортом в сжиженном виде, из газодобывающих стран в страны мира, не имеющих своих энергетических ресурсов [7].

В настоящее время за рубежом построено и эксплуатируется более 15 крупных заводов по производству СПГ. Производительность вновь вводимых установок сжижения газа возросла за последние 20 лет с 0,6 до 3 млн т СПГ в год за счет применения нового более мощного оборудования, что обеспечивает снижение расхода энергии на сжижение. Как правило, на крупных установках для получения СПГ используют каскадный способ (каскад пропан–этилен–метан) или холодильный цикл на смешанном холодильном агенте с предварительным пропановым охлаждением. Быстрое развитие технологий производства и перевозки сжиженного природного газа привело к снижению их стоимости, которое совпало с очередным глобальным повышением цен на энергоносители.

Благодаря этому в последние 10 лет объем торговли СПГ увеличился в два раза. Сегодня в мире производится около 200 млрд $м^3$ сжиженного природного газа. По оценкам экспертов Международного энергетического агентства (IEA) Организации экономического сотрудничества и развития к 2030 г. рост объемов торговли СПГ может вырасти в пять раз. Планируется увеличение поставок СПГ в Японию, Южную Корею, Тайвань, Индию, Китай, Грецию, США и страны Западной Европы. Уже сейчас в США доля СПГ в общем газопотреблении составляет более 25 %. Япония импортирует до 85 % (45 млрд $м^3$) природного газа в сжиженном состоянии.

По оценкам отечественных специалистов, производство и использование СПГ в качестве моторного топлива также экономически оправдано. Так, по данным ОАО «Газпром» и ВНИИгаз, использование СПГ в качестве моторного топлива, с точки зрения технико-экономической эффективности, значительно выгоднее, чем КПГ. Отмечается, что при крупномасштабном производстве СПГ удельные капиталовложения в производство ниже на 25–30 %, себестоимость производства СПГ ниже на 40 %, а суммарные приведенные затраты на производство–доставку–распределение для СПГ ниже на 10–30 %, чем на аналогичные системы для КПГ [8].

В России до 2009 г. существовало только мелкомасштабное производство СПГ. Однако и это уже позволяло оценить себестоимость производства сжиженного природного газа [9]. Так, в табл. 2 представлены сравнительные характеристики стоимости различных видов моторного топлива в России.

Таблица 2

Сравнительные характеристики стоимости различных видов моторных топлив

Наименование горючего	Стоимость, тыс. р./т (на 1.02.2010 г.)
СПГ	**11**
Дизельное топливо	20–22
Бензин	20–22
Жидкий водород	240

Как видно из проведенного анализа, применение СПГ является перспективным направлением использования природного газа в качестве моторного топлива, а массовый перевод отечественного транспорта на данный вид топлива является наиболее экономически выгодным,

ресурсообеспеченным и экологически приемлемым путем повышения эффективности и снижения экологической опасности транспорта России [10, 11].

Широкому применению СПГ на транспорте в ближайшее время будет способствовать и начало в России крупномасштабного производства СПГ. Так, в 2009 г. компанией «Сахалин Энерджи» введен в эксплуатацию завод по производству СПГ на о. Сахалин. Комплекс завода состоит из двух технологических линий производительностью по 4,8 млн т СПГ в год каждая. В настоящее время планируется строительство крупных заводов СПГ в Ленинградской и Мурманской областях.

О зарубежном опыте использования СПГ в качестве моторного топлива в различных видах транспортных средств, новых технологиях производства и хранения СПГ, а также перспективах использования СПГ в России читатели журнала будут информированы в последующих публикациях.

Литература

1. *Леонард Р.* Истощение нефтяных запасов и грядущая эпоха природного газа // Нефтегазовая вертикаль. — 2001. — № 9. — С. 50–59.
2. *Кириллов Н.Г.* Природный газ как моторное топливо и экология автомобильного транспорта России. — М. : ИРЦ «Газпром», 2003. — 31 с.
3. *Терентьев Г.А., Тюков В.М., В.М. Смаль В.М.* Моторные топлива из альтернативных сырьевых ресурсов. — М. : Химия, 1989. — С. 149–150.
4. *Кириллов Н.Г.* Состояние топливно-энергетического комплекса России и энергосберегающий путь развития энергетики// Энергетика и промышленность России. — 2002. — № 1. — С. 6–7.
5. *Кириллов Н.Г.* Сжиженный природный газ как универсальное моторное топливо XXI века: технологии производства и системы долгосрочного хранения. — М. : ИРЦ «Газпром», 2002. — 64 с.
6. *Мельников А.А., Пронин Е.Н.* Сжиженный природный газ — перспективы российского рынка // Полимергаз. — 2000. — № 2. — С. 12–14.
7. *Кириллов Н.Г.* Рынок сжиженного газа: российские перспективы // Энергетика и промышленность России. — 2009. — № 1. — С. 31.
8. *Седых А.Д., Роднянский В.М.* Политика Газпрома в области использования природного газа в качестве моторного топлива // Газовая промышленность. — 1999. — №10. — С. 8–9.
9. *Ходорков И.Л.* Первый в России типовой минизавод по производству сжиженного природного газа на АГНКС // Холодильный бизнес. — 2001. — № 4. — С. 12–13.
10. *Kirillov N. G.* Liquefied Natural Gas as a Motor Fuel and a Refrigerant: Methodology of Evaluation of Ecological Suitability of Truck-Mounted Refrigerating Systems // Chemical and Petroleum Engineering. — 2002. — № 38 (5–6) May–June. — P. 344–350.
11. *Елисеев В.Г., Кунис И.Д.* Экологические аспекты применения сжиженного природного газа как альтернативного топлива // Конверсия в машиностроении. — 2001. — № 2. — С. 21–23.

НОВОСТИ «ALFA LAVAL»

НОВЫЙ ТИПОРЯД РАЗБОРНЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ TL10P

Семейство разборных пластинчатых теплообменников Alfa Laval расширяется за счет использования нового типа пластин TL10P. Обладая теми же размерами, что и существующая серия теплообменников TL10B, новая модель позволяет расширить перекрываемый диапазон мощностей и дополнить номенклатуру продукции Alfa Laval.

Пластина TL10P разработана с учетом самых современных требований к разборным пластинчатым теплообменникам, обеспечивает эффективную теплопередачу и обладает высокой механической прочностью. Эти ее особенности гарантируют получение необходимых рабочих характеристик при использовании компактных теплообменников с великолепным качеством уплотнения.

Теплообменники TL10P могут применяться для решения большинства задач по СКВ, но особенно подходят для использования в качестве промежуточных теплообменников, а также для работы в системах естественного охлаждения и с тепловыми насосами.

Новая модель TL10P, как и остальные, поставляется с пластинами и уплотнениями, выполненными из различных материалов. Теплообменник может работать в условиях высоких давлений (до 25 бар) и температур (до 180 °С) и поставляется в соответствии с требованиями к сосудам высокого давления, включая PED, ASME, pvcALSTM, а также с требованиями ГОСТ.

Как и для всех пластинчатых теплообменников Alfa Laval, для типоряда TL10P имеются трехмерные компьютерные модели, которые можно импортировать в программы 3D-проектирования (AuotCAD, MagiCAD и др), что значительно упрощает процесс разработки системы в целом и гарантирует корректный общий вид теплообменника.

УДК 621.431.74-192

ОЦЕНКА ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Б.П. Башуров, д.т.н., проф., начальник кафедры
В.С. Чебанов, асп.
МГА имени адмирала Ф.Ф. Ушакова

На основе информации об отказах судовых дизелей выполнена экспертная оценка влияния работоспособности элементов обслуживающих систем на их функциональную надежность. Показано, что максимальное воздействие на надежность судовых дизелей оказывают элементы топливной системы. Применительно к ним на основании выполненных статистических исследований получена количественная информация, представленная в виде показателей безотказности, ремонтопригодности и комплексных показателей функциональной надежности.

Повышение эффективности использования энергетических установок на судах различного назначения во многом зависит от уровня функциональной надежности (ФН) входящих в их состав элементов. Одним из способов получения необходимой для анализа информации является проведение статистических исследований. Только на основе анализа функциональной надежности можно разработать мероприятия по повышению долговечности и безотказности деталей и узлов, обосновать межремонтные периоды, нормативы расхода сменно-запасных частей и объема ремонтов, оценить уровень безотказности элементов, сформулировать требования по надежности применительно к условиям технической эксплуатации и решить многие другие важные задачи.

Исходя из системного подхода судовой дизель (СД) рассматривается в сочетании с обслуживающими системами, которые в соответствии с [1] разделяются на две группы: первая — подсистемы цилиндр–поршень, топливоподача, наддув; вторая — охлаждение, передача, смазка. Анализ результатов исследований показывает, что основной поток отказов приходится на первую группу. Количество отказов, связанное с этими подсистемами, составляет от 60 до 80 %.

Для получения количественной информации о работоспособности наиболее значимых элементов и систем, оказывающих максимальное воздействие на функциональную надежность судового двигателя, проведены статистические исследования. В качестве источника информации использовалась судовая эксплуатационная документация учета наработок, повреждений и отказов, данных о техническом обслуживании (ТО) и ремонтах. В процессе статистической обработки собранной информации объекты исследования рассматривались как восстанавливаемые изделия, а совокупность отказов представлялась как простейший поток. Для обобщения результатов использованы показатели безотказности, ремонтопригодности, комплексные показатели и функциональные зависимости параметра потока отказов в зависимости от наработки [3]. Результаты исследований приведены на рис. 1–3 и в табл. 1–3 [4, 5].

В процессе технической эксплуатации основными узлами, определяющими уровень функциональной надежности ТНВД, являются: плунжерная пара (27 % отказов); всасывающие (25 %) и нагнетательные (21 %) клапаны. Наименее надежная деталь — втулка плунжерной пары (59 %). По данным [6], для плунжерных пар дизелей основными дефектами, лимитирующими

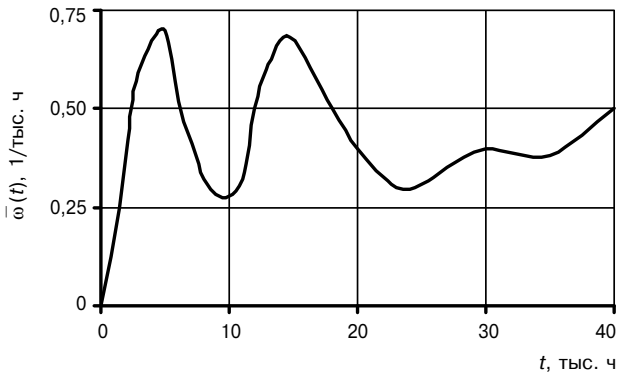


Рис. 1. Динамика потока отказов топливных насосов высокого давления дизелей

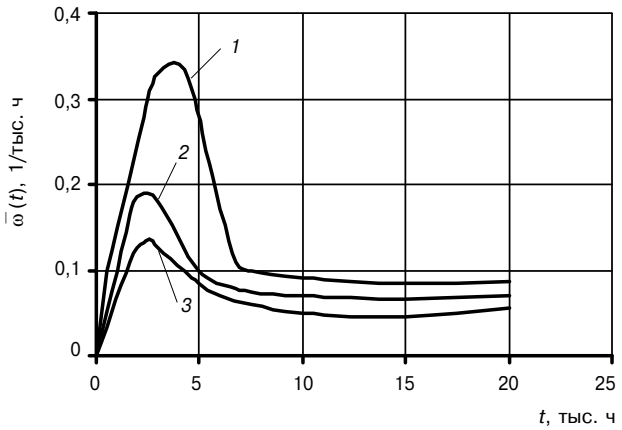


Рис. 2. Динамика потока отказов узлов шестеренчатых насосов:
1 — уплотнительное устройство; *2* — шестерни; *3* —подшипники

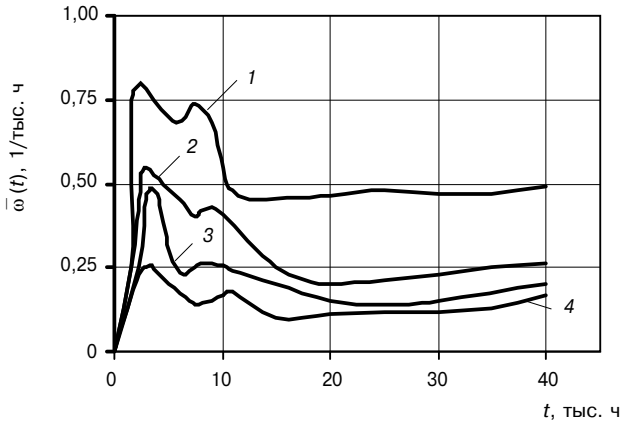


Рис. 3. Динамика потока отказов элементов топливных систем:
1 — сепараторы; *2* — топливные насосы; *3* — фильтры; *4* — подогреватели

Таблица 1

Показатели функциональной надежности элементов топливных систем

Элементы топливных систем	Показатели безотказности			Показатели ремонтопригодности		Комплексные показатели	
	$\bar{T}_{отк}$ тыс. ч	$\varpi(t)_{ср}$, 1/тыс. ч	$P(t_{МЭП})$	$\bar{\tau}_{рем}$, ч/тыс. ч	$\bar{\tau}_{ТО}$, ч/тыс. ч	$K_{Т.И}$	$K_Г$
Сепараторы	2,41	0,42	0,007	7,87	3,23	0,953	0,991
Насосы	4,65	0,25	0,028	6,46	2,65	0,995	0,996
Фильтры	5,13	0,21	0,073	6,25	2,57	0,996	0,997
Подогреватели	7,55	0,13	0,181	5,81	2,39	0,997	0,998

$P(t_{МЭП})$ — вероятность безотказной работы за межремонтный эксплуатационный период; $T_{отк}$ — средняя наработка на отказ; $\varpi(t)_{ср}$ — среднее значение параметра потока отказов; $\bar{\tau}_{ТО}$, $\bar{\tau}_{рем}$ — среднее время, затраченное на техническое обслуживание и ремонт; $K_{Т.И}$, $K_Г$ — коэффициенты технического использования и готовности

Таблица 2

Нормы диагностических показателей насосов

Назначение и тип насоса	Диагностические показатели				Категория технического состояния
	Напор, кг/см²	Ток, А	Ударные импульсы, Дб dBм	Вибрационная скорость, мм/с	
Топливоподкачивающий насос типа ШФ8-25/5, 8-66	<5,5	>5,5	>2,8	>1,7	Хорошо
	5,5–4,0	5,5–8,0	32–48	1,7–3,5	Удовлетворительно
	>4,0	<8,0	<48	<3,5	Неудовлетворительно
Насос перекачки тяжелого топлива AGF80-3N4F	<2,0	>21	>20	>2,1	Хорошо
	2,0–1,2	21–25	20–40	2,2–5,0	Удовлетворительно
	<1,2	<25	<40	<5,0	Неудовлетворительно

Таблица 3

Нормы диагностических показателей насосов

Диагностические показатели	Категория технического состояния		
	Хорошо	Удовлетворительно	Неудовлетворительно
Величина открытия парового регулирующего клапана, %	60	60–80	100
Максимальная температура подогрева топлива при открытом регулирующем паровом клапане, °С	>120	105–120	105

их ресурс, являются износы прецизионных поверхностей золотников части плунжера и втулки. В среднем около 80 % плунжерных пар бракуются по причине износа этих поверхностей и потери гидравлической плотности ниже допустимого уровня. При работе плунжера и его деталей имеют место: задиры; деформация плоскости трения; заклинивание; выкрашивание и трещины. Выработка контактных поверхностей вероятнее всего происходит вследствие комплексного воздействия диспергирования (размельчения) отдельных участков контакта, абразивного и окислительного износа. Эрозионные разрушения деталей ТНВД характерны для всех современных форсированных судовых дизелей, имеющих различные конструктивные типы ТНВД (клапанные, золотниковые). Относительное время, затраченное на устранение отказов ТНВД ($\overline{\gamma}_{в}$), средняя удельная трудоемкость ($\overline{\gamma}$) и коэффициент технического использования ($K_{Т.И}$) в среднем для судовых дизелей различных типов составляют: $\overline{\gamma}_{в}$ = 0,34 ч/тыс. ч; $\overline{\gamma}$ = 0,78 чел. ч/тыс. ч; $K_{Т.И}$ = 0,945.

Дефектами, определяющими ресурс распылителей форсунок, являются изнашивание и потери герметичности запорного конуса, а также коксование отверстий распылителя и направляющей иглы. По данным [6] доля отказов распылителей вследствие износа и потери подвижности иглы составляет в зависимости от типа судового дизеля от 39 до 88 %. Аналогичные данные, собранные зарубежными специалистами, применительно к дизелям фирмы «Зульцер» показывают, что примерно 75 % распылителей бракуется вследствие чрезмерного изнашивания распыливающих отверстий и ~25 % приходится на изнашивание запорного конуса распылителя.

Применительно к элементам топливной системы максимальную интенсивность потока отказов имеют сепараторы. В меньшей степени на функциональную надежность топливной системы оказывают фильтры и подогреватели. Основная причина нарушения режимов работы средств фильтрации, топливоподающей аппаратуры и форсунок — использование загрязненного топлива, которое в процессе технической эксплуатации происходит за счет попадания пресной и забортной воды в цистерны, коррозии топливных цистерн, развития бактерий и грибковых микроорганизмов. В зольной части отложений топливных танков, составляющих до 75 %, на долю продуктов коррозии железа и других металлов приходится до 90 %.

Полученная на основе выполненных статистических исследований информация может представить практический интерес для широкого круга специалистов эксплуатационных и проектных организаций. Приведенные данные о функциональной надежности элементов топливной системы могут стать основой для разработки оптимальных периодов технического обслуживания, определения оптимального количества запасных частей, прогнозирования безотказной работы существующих элементов конструкций и новых элементов, аналогичных по исполнению и функционированию.

Литература

1. *Моек Е., Штрикерт Х.* Техническая диагностика судовых машин и механизмов; пер. с нем. — Л. : Судостроение, 1986. — 232 с.

2. *Башуров Б.П., Чебанов В.С.* О взаимной связи функциональной надежности элементов комплекса главный двигатель–обслуживающие системы судовой дизельной энергетической установки: сб. научных трудов (вып. 12). — Новороссийск : 2007. — 65–67 с.

3. *Башуров Б.П., Баляев Д.В.* Статистическое исследование функциональной надежности топливной аппаратуры дизелей. // Машиностроение, 2000. — № 4. — С. 44–50.

4. *Башуров Б.П., Баляев Д.В.* Функциональная надежность элементов топливных систем судовых энергетических установок // Судостроение. —2001. — № 5. — С. 21–24.

5. *Башуров Б.П., Баляев Д.В.* Анализ функциональной надежности элементов некоторых систем энергетических установок // Машиностроение. — 2001. —№ 1. — С. 36–43.

6. *Агеев Б.С., Чурсин В.В.* Повышение эксплуатационной надежности топливовпрыскивающей аппаратуры дизелей–ДВС. — ТР. ЦНИИ ТЭИ–Тяжмаш, 1981. — Вып. 34. — С. 50–55.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ
Ориентировочные тарифы на 1 полугодие 2010 г.

Первая страница обложки	Полноцветная	34 000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	30 000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	32 000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	30 000 руб.
	Черно-белая	26 000 руб.

УДК 621.41

ДВИГАТЕЛИ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

В.П. Бреусов, д. т. н., М.И. Куколев, д. т. н., С.Н. Вильдяева, А.Ю. Абакшин
ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

(*Продолжение, начало в № 3, 4 2009 г.*)

Развитие основных конструктивных схем двигателей с внешним подводом теплоты представлено на рис. 1.

В США, Японии, Новой Зеландии, Австралии и Западной Европе к проектированию и созданию энергоустановок с двигателями Стирлинга весьма активно приступили около 30 лет назад.

Разработки двигателей Стирлинга фирмой «Ford» (США) сосредоточены в основном на создании автомобильного двигателя как одного из вариантов замены двигателя внутреннего сгорания для легкового автомобиля. Предусматривается использование двигателей Стирлинга взамен дизелей для военных грузовых машин, автобусов, тракторов, судов и т. п.

В настоящее время для транспортных систем разрабатываются двигатели как одноцилиндровые, так и многоцилиндровые с ромбическим и кривошипно-шатунным приводами (двигатели вытеснительного типа). Созданы многоцилиндровые двигатели двойного действия — рядные и с приводом от наклонной шайбы мощностью до 1000 кВт.

Более 25 различных японских организаций, включая ведущие промышленные фирмы «Mitsubishi Heavy Industries» и «Nissan Motor», также занимаются разработкой двигателей Стирлинга. Целью основных проектов является создание судового двигателя мощностью 600 кВт и теплового насоса мощностью 7 кВт. Кроме работ по созданию конструкций опытных двигателей, в Японии проводятся весьма широкомасштабные теоретические и технико-экономические исследования, направленные на развитие ДВПТ.

С 1980 г. Англия проводит многоплановые работы в области проектирования и создания двигателей Стирлинга различной мощности. Все работы финансируются министерством промышленности.

Несколько ведущих фирм Германии, производящих дизельные двигатели, в частности MAN и MWK, объединились для производства мощных двигателей Стирлинга по лицензиям фирмы «Philips».

В частности, фирма «Solo» разработала конструкцию и выполнила цикл натурных испытаний двигателя Стирлинга типа V-2. Двигатель предназначался, в первую очередь, для применения в системе CHP (совместное получение электрической и тепловой энергии). В качестве источника для работы двигателя используется природный газ. В процессе доводки и испытаний данного изделия были достигнуты значения электрической мощности 9,5 и тепловой мощности 26 кВт. С 2003 г. система выработки тепла и электроэнергии на базе двигателя Стирлинга производится серийно и пользуется громадным спросом как в самой Германии, так и за рубежом. Фирма «Solo» производит также и модификацию этой системы для использования биотоплива и солнечной энергии вместо природного газа. В настоящее время разработана более совершенная технология сжигания топлива. В систему введен рекуператор, с помощью которого снижены потери теплоты и весьма повышен общий КПД установки. Модифицированная установка Стирлинга прошла все виды испытаний, предусмотренных европейской системой сертификации (рис. 2).

В 1968 г. шведские фирмы «Kockums A.B.» и «Forenade Fabrikverken» (FFV) объединили свои усилия в области разработки и применения двигателей Стирлинга, создав компанию «United Stirling AB» (USAB), которая вела разработку ряда двигателей Стирлинга для автомобилей, подводных лодок и преобразователей солнечной энергии. В 1988 г. эта фирма в качестве технического отдела компании «Kockums» была передана департаменту судостроения Швеции. Основным направлением работ этого отдела было создание двигателей для подводных лодок, не требующих подачи в камеру сгорания воздуха в процессе его работы под водой. В настоящее время шведские подводные лодки снабжены системой Air Independen Propulsion (AIP), разработанной на базе двигателя Стирлинга (рис. 3).

Теплота, выделяющаяся в системе AIP при горении реагирующих компонентов, преобразуется в конверторе (двигателе Стирлинга) в механическую энергию, расходуемую с помощью генератора и электрического мотора на вращение гребного вала. В качестве реагирующих компонентов для получения первичной теплоты используют кислород (хранящийся в жидком состоянии) и обычное дизельное топливо. Давление в системе AIP достаточно велико для выпуска отработавших газов за борт лодки.

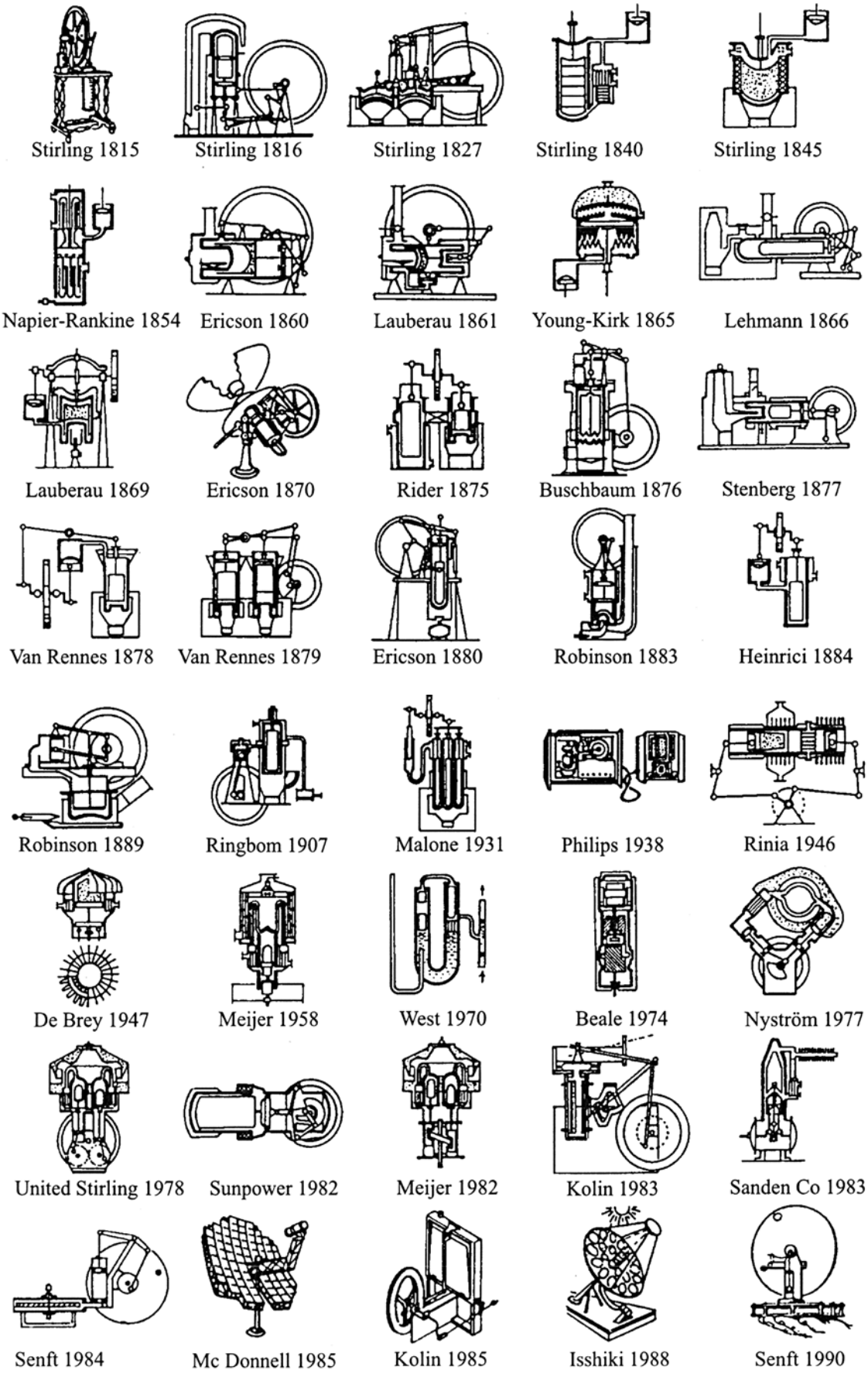


Рис. 1. Развитие основных конструктивных схем двигателей с внешним подводом теплоты

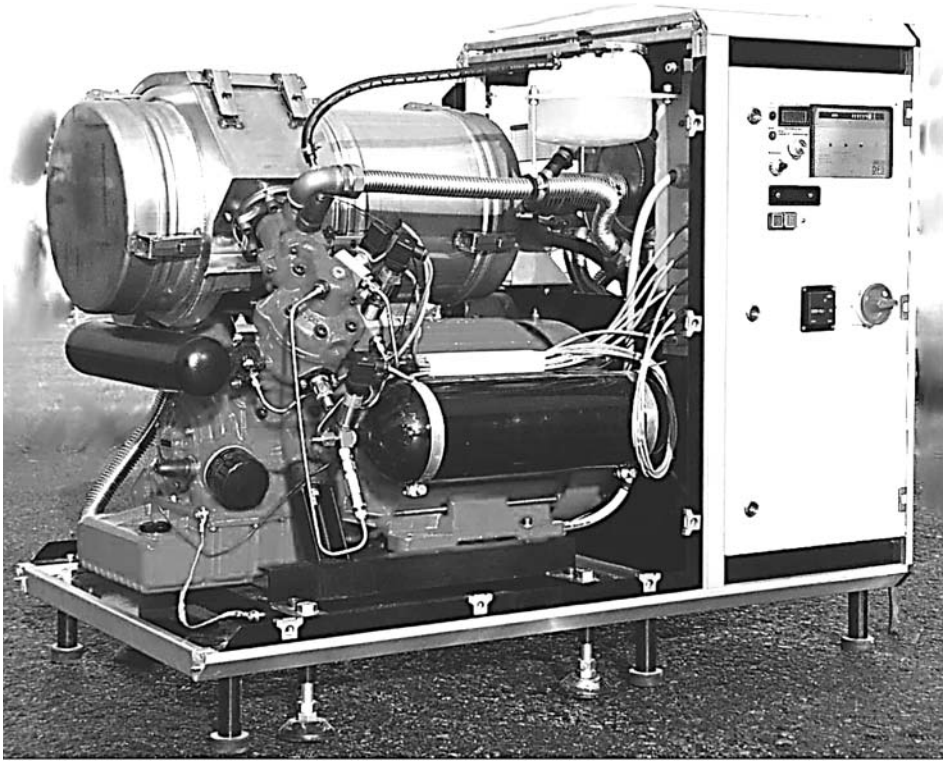


Рис. 2. Когенерационная установка на базе двигателя Стирлинга фирмы «Solo»

Повышенная живучесть элементов системы AIP определяется, главным образом, низкой и средней подводной крейсерской скоростью подводной лодки, силовая установка которой состоит из следующих элементов:

➢ двигателя Стирлинга, способного длительное время работать под водой в непрерывном режиме, поддерживая низкую крейсерскую скорость подводной лодки, затрудняющую ее обнаружение противником;

➢ мощной батареи электроаккумуляторов, обеспечивающей, при необходимости, высокую скорость подводной лодки в погруженном состоянии;

➢ мощного дизельного двигателя для зарядки батареи аккумуляторов и обеспечения высокой скорости подводной лодки в надводном положении.

На подводной лодке смонтирован и испытан четырехцилиндровый двигатель Стирлинга типа U4-275R. Рабочий объем цилиндра составляет 275 см^3, выходная номинальная мощность — 74 кВт.

Из соображений безопасности контур двигателя Стирлинга заполнен гелием, а не водородом, более эффективным, но взрывоопасным. При скорости вращения вала 2000 об/мин КПД установки достигает 30 % при использовании гелия в качестве рабочего газа в натурных условиях и 41 % при использовании водорода в лабораторных условиях.

В процессе испытаний было установлено, что вибрация коленчатого вала двигателя U4-275R имеет переменную составляющую синусоидального характера, частота которой в 4 раза больше, чем частота вращения вала.

Таким образом, двигатель U4-275R отличается низкими значениями вибрации и уровня шума, что чрезвычайно важно для двигателя, используемого на подводной лодке.

В настоящее время изготовлено более 30 двигателей Стирлинга этого типа для дальнейших исследований. В последнее время в системах AIP начато применение двигателя Стирлинга третьего поколения V4-275R Мк3, являющегося модификацией двигателя V4-275R.

В плане дальнейшего совершенствования системы AIP и двигателей Стирлинга начата разработка двигателя четвертого поколения Мк4, в котором каждый цилиндр имеет индивидуальную систему, обеспечивающую горение топлива. Ведется также работа по созданию двигателей Стирлинга с пятью цилиндрами и еще более мощного двигателя с десятью цилиндрами типа VI0.

Поскольку работа двигателя Стирлинга мало зависит от типа топлива или источника теплоты, следует ожидать, что он может быть использован в весьма разнообразных условиях.



Рис. 3. Двигатель Стирлинга фирмы «Kockums» (Швеция) для подводных лодок

Двигатели U4-95 мощностью 25 кВт, а также U4-275 мощностью 75 кВт нашли применение на гражданских объектах, в первую очередь в преобразователях солнечной энергии и в устройствах, вырабатывающих теплоту и

электрическую энергию (CHP), использующих в качестве топлива био- и природный газ. В солнечных полупустынях и пустынях, рассеянных по всему миру, большое количество энергии можно получить, используя Solar Dish Stirling System (SES) (рис. 4).

Большие возможности по внедрению системы на базе двигателя Стирлинга имеются в тяжелой индустрии, где агрегаты, работающие при высокой температуре, теряют безвозвратно огромное количество теплоты.

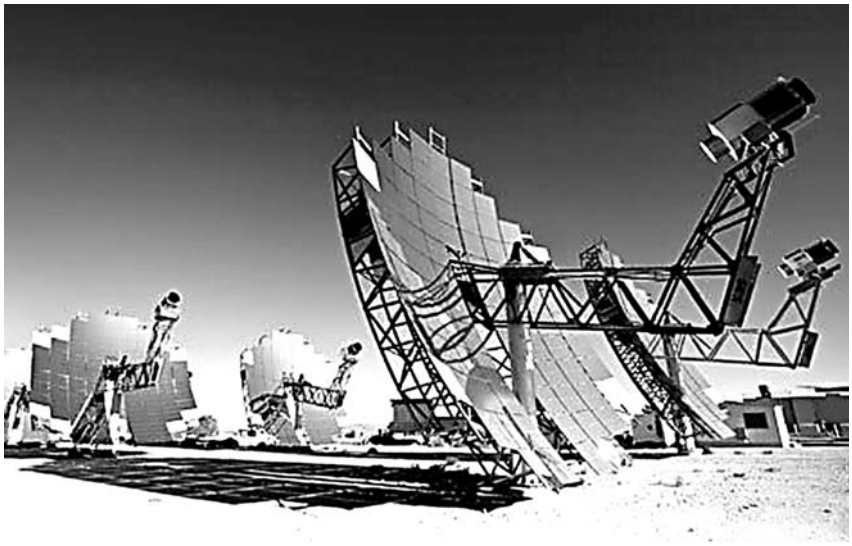


Рис. 4. Солнечные тепловые энергоустановки с двигателями Стирлинга

Одним из наиболее перспективных направлений развития холодильной техники в XXI веке является создание и применение холодильных машин Стирлинга умеренного холода. Теоретически эффективность этих машин равна эффективности идеальной холодильной машины, работающей по циклу Карно.

В качестве рабочих тел для машины Стирлинга обратного цикла могут применяться вещества, полностью соответствующие требованиям Венской конвенции по охране озонового слоя и Монреальского протокола по озоноразрушающим веществам. Современный диапазон производства машин этого типа составляет от 1 до 100 кВт, что обеспечивает возможность их использования в системах холодоснабжения во многих отраслях промышленности и торговли.

В промышленно развитых странах в последние 10 лет начались интенсивные научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по подготовке к серийному производству холодильных машин Стирлинга.

Ярким примером перспектив применения холодильных машин Стирлинга может служить опыт таких холодильных гигантов, как южнокорейская корпорация «LG-Electronics Inc» и американская фирма «Infina Corporation», которые приступили к широкому выпуску этих машин с начала 2005 г.

Приходится с сожалением констатировать тот факт, что российская промышленность, а тем более частные российские предприниматели и потребители до сих пор мало знакомы с возможностями разнообразных применений двигателей с внешним подводом теплоты.

За свою почти 200-летнюю историю развития двигатель Стирлинга непрерывно совершенствовался и сегодня постепенно начинает занимать подобающее ему место среди других двигателей. Этому способствуют появление новых конструкционных материалов, методов расчета, технологий и областей применения. Пройдя путь от громоздких конструкций, использующих воздух в «открытом» цикле, до сравнительно компактных с гелием или водородом в качестве рабочего тела «замкнутого» цикла двигатели Стирлинга не уступают по своим массогабаритным характеристикам дизелям.

В ближайшие годы следует ожидать появления новых конструкций как непосредственно двигателей, так и высокоэффективных холодильных машин.

Анализ существующих образцов двигателей и известных проектов позволяет сделать вывод о том, что для качественного улучшения конструкций предстоит изменить подходы к проектированию нагревателей, регенераторов и охладителей. Так, к примеру, видимо станут применяться регенераторы с фазопереходным материалом.

Отечественный опыт, накопленный специалистами ЦНИДИ (Санкт-Петербург), МВТУ им. Н. Э. Баумана (Москва), МАИ (Москва), ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова (Санкт-Петербург), другими организациями и отдельными энтузиастами, позволяет надеяться, что в обозримом будущем появятся серийные двигатели Стирлинга различной мощности, конструктивного исполнения и назначения, способные решить насущные задачи современности на земле, под водой и в космосе.

Литература

1. *Ридер Г., Хупер Ч.* Двигатели Стирлинга. — М. : Мир, 1986. — 464 с.

2. Werdich M., Kubler K. Stirling-Maschinen. — Staufen bei Freiburg : Okobuch, 2003. — 176 p.

3. *Бреусов В. П.* Двигатель внешнего подвода тепла — Стирлинг (вчера, сегодня, завтра). — СПб. : Нестор, 2007. — 156 с.

РАЗВИТИЕ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Материал подготовил к.т.н. Г.В. Мельник

Среднеоборотные дизели представляют один из наиболее перспективных и быстро развивающихся секторов дизелестроения. Эти дизели находят широкое применение в качестве главных судовых и тепловозных двигателей, приводов судовых и стационарных дизель-генераторов. На их основе создано большое количество моделей газовых двигателей.

Лучшие образцы современных среднеоборотных дизелей по расходу топлива приближаются к наиболее экономичным малооборотным двигателям, а по показателям удельной мощности — к высокооборотным двигателям. В то же время двигатели этого класса обладают немалыми резервами для улучшения экологических показателей как за счет совершенствования рабочего процесса, так и «внешних систем» (т. е. систем рециркуляции ОГ, каталитической очистки и т. д.). Над развитием среднеоборотных дизелей работают ведущие двигателестроительные фирмы во всем мире. Результатам этих работ посвящены многие публикации.

Перед отечественным дизелестроением поставлена задача создания отечественных конструкций среднеоборотных дизелей, по своему техническому уровню соответствующих лучшим мировым образцам. Их создателям, вероятно, будет интересно ознакомиться с методами разработки таких двигателей за рубежом, и проблемами, которые приходится решать при этом конструкторам.

В этом номере журнала мы публикуем в сокращении тексты двух докладов на Конгрессе CIMAC-2007, посвященных созданию двух моделей среднеоборотных дизелей — MAN 32/44 CR (MAN Diesel) и HiMSEN H32/40 (Hyundai Heavy Industries). Как нам представляется, материалы Конгресса, проходившего в мае 2007 г., за прошедшее время не утратили актуальности. Редакция намерена в дальнейшем продолжить публикацию подобных материалов, посвященных, в частности, другим классам дизельных и газовых двигателей.

НОВЫЙ ДИЗЕЛЬ MAN 32/44 CR — ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЙ, КОМПАКТНЫЙ И ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Mr. Christian Vogel, Mr. Guenter Heider, Mr. Stephan Haas, Mr. Alfred Marzinek
MAN Diesel SE, Германия

Разработка нового двигателя 32/44CR была вызвана текущими и перспективными потребностями рынка судовых и стационарных дизелей. Эта машина сочетает в себе проверенные временем технические решения, использованные в модели 32/40, и последние достижения высоких технологий, а также модульную концепцию компоновки.

При этом, с учетом требований заказчиков, были использованы такие ключевые фирменные технологии, как система впрыска, новые блоки электроники и новый турбокомпрессор. Процесс проектирования и доводки включал интеграцию новых компонентов в конструкцию двигателя и их последовательную оптимизацию. Новый дизель, который создан как экономичный, экологически безопасный и компактный, означает выход на новый технический уровень и представляет собой шаг в будущее. Двигатель отличают надежность и прочность конструкции, модульный принцип построения и вариативность, позволяющая использовать его для самых различных применений.

Двигатель развивает цилиндровую мощность 560 кВт при среднем эффективном давлении 26,9 бар, что соответствует лучшим мировым показателям для машин этого класса.

Введение

В мире трудно найти такую страну, где бы не работали дизели MAN типа 32/40 в судовом или дизель-генераторном исполнениях.

Со дня запуска данной модели в производство (1994 г.) на момент написания этого доклада выпущено более 1036 машин этой серии. Она стала настоящей «рабочей лошадкой» в диапазоне мощностей от 3000 до 10 000 кВт. На протяжении всех этих лет машина непрерывно совершенствовалась.

В 2004 г. была поставлена цель создать новый двигатель, который, сохраняя все достоинства проверенной временем модели, сочетал бы в себе новейшие достижения науки и техники. Предстояло использовать, с одной стороны, огромный практический опыт проектирования и эксплуатации серии 32, с другой — инновации, уже отработанные фирмой на опытных образцах. Результатом этой работы стало создание двигателя 32/44 CR, отличающегося большой цилиндровой мощностью, чрезвычайно высоким КПД и низкими значениями вредных выбросов, что делает его вполне конкурентоспособным с учетом сегодняшних и перспективных требований рынка.

Перед разработчиками были поставлены следующие основные цели:

- оптимизация конструкции с точки зрения совокупной стоимости владения (TCO);
- высокая надежность двигателя и максимальные межремонтные интервалы;
- низкие значения выбросов;

➢ отсутствие дымления во всем диапазоне нагрузок;

➢ удобство эксплуатации и простота обслуживания;

➢ оптимальные технические показатели (приемистость, уровень шума);

➢ конструктивные усовершенствования, в том числе обновление дизайна трубопроводов и кабелей;

➢ неограниченные возможности использования тяжелого топлива.

Выполнение указанных задач в ограниченное время потребовало привлечения самых современных средств моделирования и автоматизации проектирования. Разработка таких средств велась фирмой «MAN Diesel» в течение ряда лет на основе накопленного эксплуатационного опыта. Например, на рис. 1 показаны схема и результаты расчета тепловых напряжений и деформаций деталей цилиндровой группы. На верхнем рисунке показана сетка разбивки, а на нижнем — результаты расчета в графической форме. По завершении проектирования были проведены испытания и оптимизация конструкции компонентов на опытном образце двигателя. Цикл создания новой модели, как обычно, завершился длительными эксплуатационными испытаниями.

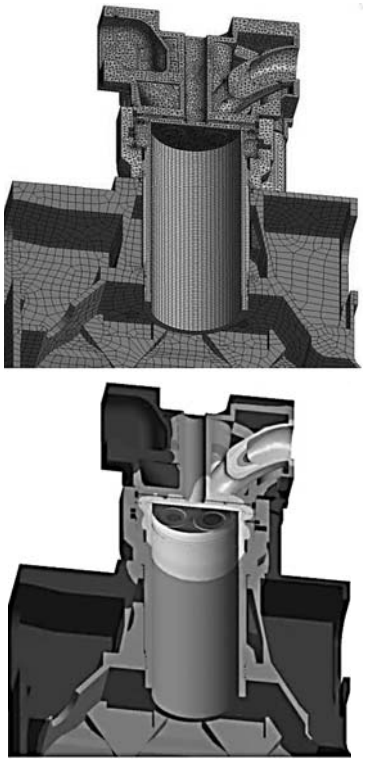


Рис. 1. Тепловой расчет цилиндровой группы (разбивка и результаты)

Конструкция

Основные технические характеристики двигателя 32/44CR приведены в таблице.

Для обеспечения цилиндровой мощности 560 кВт при сохранении низкого удельного расхода топлива и минимальных выбросов ход поршня был увеличен на 10 % — до 440 мм. Увеличение хода поршня было достигнуто без увеличения высоты картера.

В качестве стандартного оборудования на дизеле применены: система аккумуляторного впрыска common rail и новый турбокомпрессор серии TCR, позволивший достичь запланированных показателей рабочего процесса при сохранении одноступенчатой схемы наддува. Поперечный разрез двигателя L32/44CR показан на рис. 2.

Основные технические характеристики

Тактность	4-тактный	
Число цилиндров:		
рядный (L)	6, 7, 8, 9, 10	
V-образный	12, 14, 16, 18, 20	
Цилиндровая мощность, кВт	560	
Диаметр цилиндра, мм	320	
Ход поршня, мм	440	
Объем цилиндра, дм^3	35,4	
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	1,375	
Скорость, об/мин	720	750
Среднее эффективное давление (mep), бар	26,4	25,3
Средняя скорость поршня, м/с	10,6	11,0
mep × mps, бар м/с	278,5	
Отношение мощности к площади поршня, МВт/м^2	6,96	
Максимальное давление в цилиндре, бар	230	
Расход топлива при нагрузке 85 %, г/кВт·ч	175	
Система турбоконаддува	Одноступенчатая, с постоянным давлением	
Назначение	Дизель-генераторы, главные судовые и стационарные двигатели	

Картер, втулка цилиндра, головка цилиндра

Картер двигателя 32/44CR выполнен по классической схеме литого моноблока. Конструкция стянута сквозными шпильками, идущими от

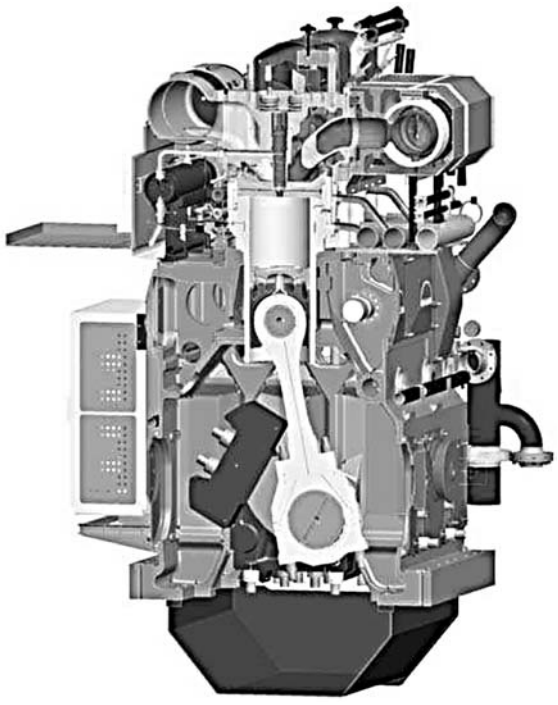


Рис. 2. Двигатель L32/44CR в разрезе

подвесных коренных подшипников к верхнему разъему картера и далее, от головки блока к промежуточному днищу рамы. Такая конструкция имеет очень большую жесткость. Втулка цилиндра охвачена кольцевой опорой, что обеспечивает разгрузку от дополнительных изгибных напряжений и, следовательно, увеличение срока службы и межремонтных интервалов. Увеличение давления в цилиндре потребовало изменений в головке блока и в конструкции клапанов. В частности, была изменена форма седла клапана, а направляющая штока стала длиннее.

Коленчатый и распределительный валы

Значительное увеличение мощности двигателя потребовало коренной переработки конструкции коленчатого вала. Ширина колена была несколько увеличена и оптимизирована по удельному весу. В новой конструкции значительно облегчен монтаж маховика и гасителя крутильных колебаний. Новая конструкция унифицированного переходника обеспечила работоспособность во всех возможных применениях с использованием меньшего количества вариантов гасителя. Узел коленвала в сборе показан на рис. 3.



Рис. 3. Узел коленвала двигателя 6L32/44CR в сборе

На двигателе имеется два кулачковых вала: длинный — для привода клапанов газораспределения, и короткий — для привода ТНВД системы впрыска топлива. Укорочение вала привода ТНВД позволило не только уменьшить потери трения, но и снизить себестоимость его изготовления.

Поршни и шатуны

Стальной составной поршень выполнен по проверенной временем схеме с 4 болтами и двумя компрессионными кольцами. Новая конструкция поршня обеспечивает достаточный теплоотвод при возросшей мощности. Для этого, в частности, была увеличена поверхность камеры охлаждения. Была также изменена конструкция юбки поршня для снижения потерь трения. В связи с ростом давления сгорания был увеличен диаметр поршневого пальца и изменена форма втулки поршневого пальца. При этом массу поршня удалась сохранить на прежнем уровне за счет сокращения длины юбки. В результате динамического расчета была изменена и оптимизирована конструкция поршневого кольца. Возросшие нагрузки потребовали увеличения сечения шатуна и изменения конструкции его верхней головки. В нижней головке использованы четыре шатунные болта вместо двух. Это позволило добиться более равномерного распределения напряжений в стыке и уменьшить толщину подшипниковых вкладышей.

Система подачи топлива common rail

Двигатель 32/44CR стал первым среднеоборотным дизелем, в котором система аккумуляторного впрыска common rail устанавливается в качестве стандартного оборудования. Система common rail фирмы MAN позволяет использовать тяжелое топливо с вязкостью до 700 сСт (при 50 °С). Все компоненты системы, обеспечивающие дозирование топлива, созданы с учетом условий работы на тяжелом топливе, и, в частности, способны выдерживать воздействие высоких температур. Кроме того, компоненты системы соответствуют жестким требованиям по износостойкости, связанным с наличием в мазуте абразивных частиц и коррозионно-активных веществ. Система впрыска, построенная по модульному принципу, состоит из ряда резервуаров (аккумуляторов) высокого давления. Эти аккумуляторы очень компактны, эффективно гасят пульсации давления в системе и хорошо вписываются в свободное пространство в габаритах двигателя. Система также стала более удобной в обслуживании благодаря упрощению технологии сборки и большей доступности запчастей. Система MAN common rail показана на рис. 4.

При разработке системы MAN Diesel common rail первоочередное внимание уделялось вопросам безопасности, надежности и отсутствию ограничений на качество применяемых тяжелых топлив. Безопасность, в свою очередь, обеспечивается за счет ряда функциональных и (или) конструктивных решений, включая резервирование. Эти решения сводятся, в основном, к следующему.

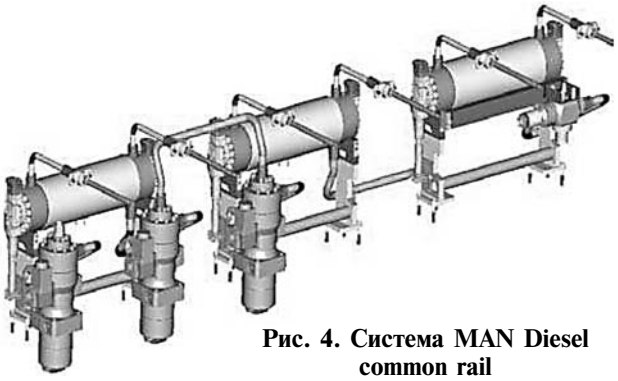


Рис. 4. Система MAN Diesel common rail

➢ Высокое давление в клапане подачи существует только в момент впрыска; тем самым исключается риск неконтролируемого впрыска из-за утечек в клапанах управления.

➢ Все трубопроводы, емкости и магистрали высокого давления имеют двойные стенки. Тем самым исключается риск выброса топлива под высоким давлением наружу из-за утечек или повреждений стенок.

➢ В каждом цилиндре имеются клапаны ограничения топливоподачи для предотвращения неконтролируемого впрыска.

➢ В каждом цилиндре имеются обратные клапаны, что исключает возможность обратного выброса топлива из системы отвода (низкого давления) в цилиндр.

➢ Благодаря наличию трех топливных насосов высокого давления (ТНВД) система сохраняет работоспособность (в аварийном режиме) даже в случае отказа одного из ТНВД.

➢ Благодаря наличию предохранительного клапана двигатель будет продолжать работать (в аварийном режиме) даже в случае отказа системы регулирования давления.

➢ Наличие двух датчиков давления топлива в магистрали и двух датчиков скорости/ВМТ обеспечивает продолжение работы в случае отказа одного из датчиков каждой группы.

Совершенствование рабочего процесса и турбоонаддува

На предпроектной стадии были выполнены обширные термодинамические расчеты, учитывающие множество факторов, на основании которых выбирались основные конструктивные параметры двигателя. Эти расчеты, в сочетании с конструкторской проработкой двигателя и турбокомпрессора, велись методом последовательных приближений, в результате чего удалось получить хорошо оптимизированную перспективную конструкцию. На основании расчетов и требований заказчиков были разработаны варианты конфигурации двигателя и его основных систем.

С точки зрения термодинамики основная сложность заключалась в одновременном достижении высокой цилиндровой мощности, низкого расхода топлива и минимума вредных выбросов. При этом были учтены расчетные ограничения по отдельным параметрам, например, по температуре газов перед турбиной.

В сравнении с базовым двигателем 32/40 у нового двигателя выше отношение хода поршня к диаметру цилиндра, максимальное давление в цилиндре и бо́льший КПД турбокомпрессора. Все это в сочетании с применением аккумуляторного впрыска топлива позволило обеспечить:

➢ значительное повышение степени сжатия без ущерба для показателей вредных выбросов на частичных нагрузках;

➢ уменьшение угла перекрытия клапанов;

➢ более раннее закрытие впускного клапана.

С учетом того, что первые два из перечисленных выше мероприятий направлены на снижение расхода топлива, проектировщики сочли возможным частично реализовать в новом двигателе цикл Миллера для достижения приемлемого компромисса между топливной экономичностью и требованиями экологии.

О том, чтобы пожертвовать характеристиками приемистости, не могло быть и речи, поэтому были выполнены детальные расчеты переходных процессов при изменении нагрузки. Помимо расчета термодинамического цикла, результаты которого представлены в параметрическом виде, общий расчет учитывал такие факторы, как влияние всех объемов газовоздушного тракта, потери тепла, а также характеристики турбины и компрессора.

Для экспериментальной проверки расчетных параметров был создан отсек 1L32/44CR, на котором были проведены испытания в первую очередь — выбранных значений степени сжатия, а также углов открытия и закрытия клапанов, оптимизации геометрии камеры сгорания в сочетании с выбором параметров сопла форсунки. За основу был принят процесс сгорания базового двигателя 32/40, отличающийся достаточно хорошими показателями. В результате оказалось возможным сохранить исходную геометрию камеры сгорания, несколько изменив конструкцию распылителя с учетом новой системы впрыска и увеличенного хода поршня.

Пример исследования влияния геометрии сопла форсунки на параметры рабочего процесса показан на рис. 5.

При проведении исследований ставилась задача найти разумный компромисс между расходом топлива, уровнем вредных выбросов и тепловой нагрузкой на детали. Поскольку двигатель должен работать в том числе и на тяжелом топливе, приходится считаться с возможностью высокотемпературной эрозии, поэтому особое внимание было уделено температурному состоянию выпускного клапана. Как видно из графика, за счет уменьшения углов распыла оказалось возможным сохранить температуру клапана на приемлемом уровне. При этом баланс выбросы–экономичность остался на прежнем уровне, дымность на 10 % нагрузки снизилась, но расход топлива при максимальном давлении в цилиндре увеличился, правда, незначительно, что может считаться приемлемым компромиссом.

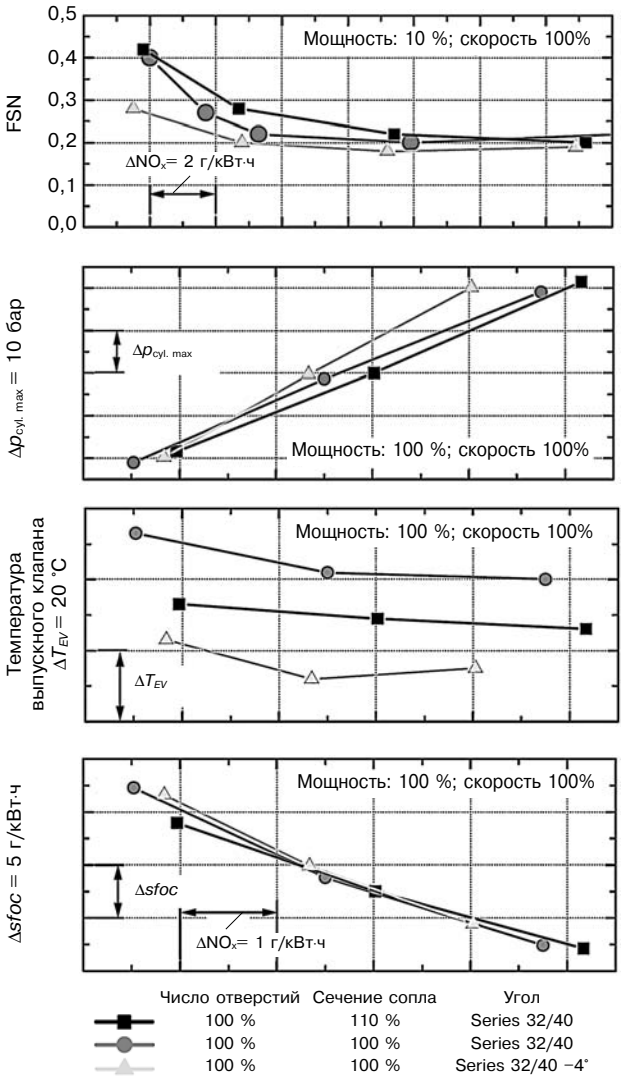


Рис. 5. Влияние геометрии сопла на параметры процессов в одноцилиндровом отсеке двигателя 32/44CR (T_{air}, T_{exh}, p_{rail} = const)

Турбонаддув

Одной из главных целей разработки модели 32/44CR была оптимизация турбонаддува. В этом двигателе использована одна из последних новинок «MAN Diesel» — турбокомпрессор TCR (Turbo Charger Radial). Отличия от турбокомпрессоров предыдущей серии NR заключаются в следующем: с помощью методов вычислительной гидродинамики выполнена оптимизация турбинного и компрессорного колес, изменена конфигурация направляющего аппарата, диффузора и корпуса, существенно повышены степени повышения давления и КПД турбокомпрессора.

В новом глушителе снижены потери трения, а также, учитывая перспективные экологические нормативы, значительно уменьшен уровень шума на всасывании.

Новым в конструкции компрессора является применение внутренней рециркуляции (IRC),

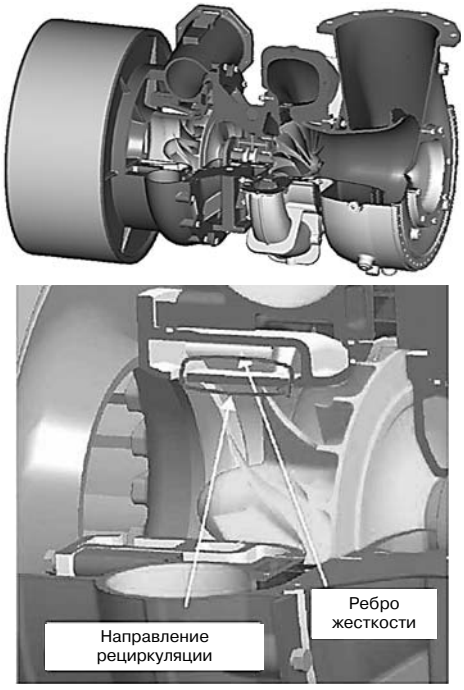


Рис. 6. Новый турбокомпрессор TCR с устройством для внутренней рециркуляции (IRC)

благодаря которой расширяется зона устойчивой работы компрессора и создается возможность выбора оптимальных совместных режимов работы двигателя и компрессора. За счет рециркуляции удалось повысить КПД компрессора на больших нагрузках. Это, в свою очередь, позволило снизить расход топлива, а также механические и тепловые напряжения в компрессорном колесе, по сравнению с обычным (без IRC) компрессором (рис. 6).

Для повышения приемистости двигателя турбокомпрессор TCR может быть выполнен с ускорителем (опционально).

Газообмен

Увеличение скорости поршня при неизменном проходном сечении клапанов приводит к росту потерь трения в газовом тракте. Оптимизация, проведенная по результатам стендовых испытаний, позволила увеличить коэффициенты расхода клапанов и тем самым повысить их эффективные проходные сечения, хотя форму клапанов и седел пришлось изменить из-за существенного повышения давления в цилиндре (рис. 7).

В новом двигателе сохранен изобарный турбонаддув с узким выпускным коллектором, уже использованным на двигателе 32/40 и обеспечившим отличные характеристики приемистости без сколько-нибудь заметного увеличения расхода топлива.

Охладитель наддувочного воздуха выполнен с большим запасом по объемам, что было одним из условий оптимизации рабочего процесса, турбонаддува и газообмена.

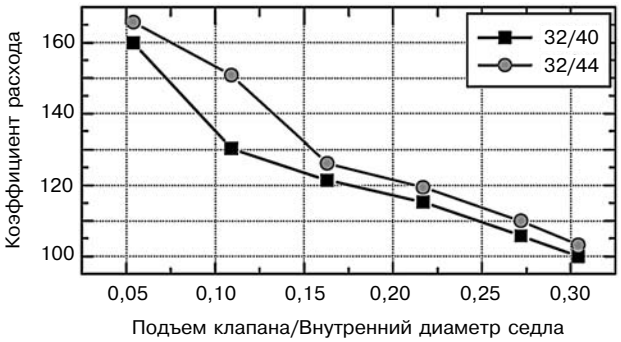


Рис. 7. Сравнение коэффициентов расхода на впуске двигателей 32/40 и 32/44CR (после оптимизации)

С помощью моделирования были исследованы процессы газообмена для всех вариантов впускных и выпускных каналов в целях оптимизации распределения воздуха по цилиндрам и соответствующих термодинамических параметров, таких, как, например, температуры газов на выходе из каждого цилиндра.

Система управления

Система управления и защиты двигателя 32/44CR — это совершенно новая разработка. Система осуществляет децентрализованный сбор сигналов датчиков. В ней использована экономичная монтажная схема, а управление ведется с пульта, оборудованного двумя сенсорными TFT-экранами — основным и резервным. Все контроллеры являются оригинальной фирменной разработкой MAN.

Система, названная SaCoSone (рис. 8), выполнена по модульному принципу, и может быть использована не только на двигателях с аккумуляторным впрыском, но и на обычных дизельных и газовых двигателях. Система SaCoSone полностью смонтирована на двигателе.

Система состоит из трех различных модулей, соединенных между собой резервируемой системной шиной. Первый модуль выполняет функции управления и защиты. Второй модуль (однотипный) выполняет функции аварийно-предупредительной сигнализации. Третий модуль регулирует скорость двигателя путем воздействия на клапаны управления впрыском системы CR, а также поддерживает постоянство давления топлива в данной системе.

В настоящее время используется только один главный впрыск, но блок электроники обеспечивает возможность произвести до 8 впрысков за рабочий цикл. Система может обрабатывать до 1000 параметров, что позволяет идеально подстроить все характеристики к текущим рабочим условиям. В случае использования судовой силовой установки с одним двигателем из соображений надежности используются два из трех модулей. При этом каждый из модулей управляет половиной цилиндров двигателя. При отказе одного из модулей прерывается работа половины цилиндров, причем лишь на короткое время. Через несколько вспышек второй модуль берет на себя управление всем двигателем. При этом третий модуль обеспечивает функции HMI интерфейса (человек–машина), а также связь с судовой системой аварийно-предупредительной сигнализации. Кроме того, он управляет средствами передачи данных и вспомогательными устройствами. Система включает различные интерфейсы, в том числе последовательный канал, Ethernet или CAN, а также интерфейс подключения к Интернету для поддержки новых онлайновых сервисов, предлагаемых MAN Diesel.



Рис. 8. Пульт управления SaCoSone

В этой разработке использован богатый опыт фирмы, накопленный в ходе эксплуатации системы в сотнях различных установок. Концепция резервирования цепей управления электромагнитными клапанами уже нашла применение в двигателях 32/40CR, проходящих эксплуатационные испытания. При этом используются возможности удаленного доступа для организации оперативной обратной связи. Аппаратная часть рассчитана на самые тяжелые условия эксплуатации, и выполнена на базе стандартных элементов, массово используемых в автомобильной промышленности.

Система SaCoSone базируется на новой концепции управления, которая будет применена на всех двигателях MAN Diesel. Таким образом, двигатель 32/44CR является оптимальным с точки зрения перспектив будущего использования.

Результаты заводских и эксплуатационных испытаний

Испытания опытного образца дизеля 6L32/44CR начались в Аугсбурге в августе 2005 г. Двигатель, проходивший испытания, показан на рис. 9.

За время испытаний наработка составила 900 моточасов, в том числе 200 часов — на тяжелом топливе. В ходе испытаний измерялись рабочие параметры, значения температуры и напряжений в деталях двигателя. Затем были проведены испытания на надежность, когда двигатель непрерывно работал в экстремальных условиях при перегрузке в течение, как минимум, 100 часов. После этого были проведены типовые испытания главных судовых двигателей, а затем — интен-

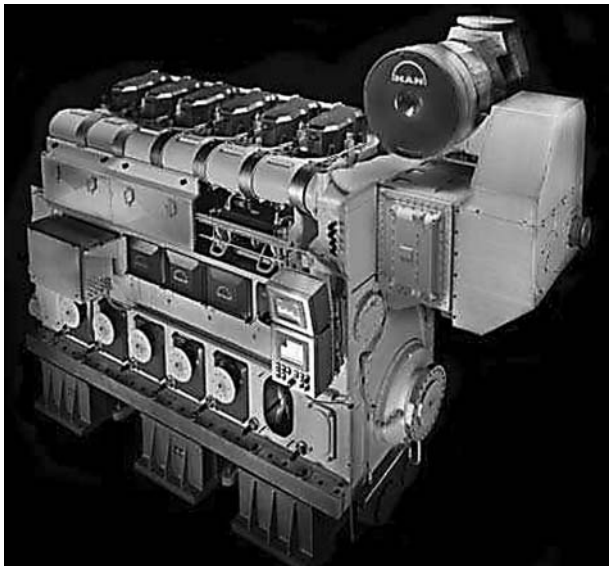


Рис. 9. Двигатель 6L32/44CR

сивные эксплуатационные испытания. Такие испытания предполагают возможность значительной суммарной наработки в течение относительно короткого промежутка времени, что позволяет оценить надежность конструкции.

Результаты испытаний опытного образца подтвердили достижение поставленных целей, а именно — снижение расхода топлива, а также уменьшение выбросов оксидов азота и сажи. Использование системы common rail позволило обеспечить высокую степень адаптивности двигателя и возможность его подстройки под требования конкретного применения. Так, например, для снижения эксплуатационных расходов вспомогательный двигатель, работающий преимущественно в диапазоне нагрузок от 30 до 70 %, может быть настроен на оптимизацию расхода топлива именно в этом диапазоне, тогда как главный судовой двигатель целесообразно оптимизировать по расходу топлива для диапазона нагрузок от 85 до 100 %. Преобладающий диапазон нагрузок для четырехтактного среднеоборотного дизеля, используемого в качестве главного судового и вспомогательного двигателя показан на рис. 10, из которого видно, что адаптация настроек двигателя к режимам конкретного применения открывает широкие возможности для их оптимизации. Разумеется, во всех случаях должно быть обеспечено выполнение экологических требований как международных, так и национальных.

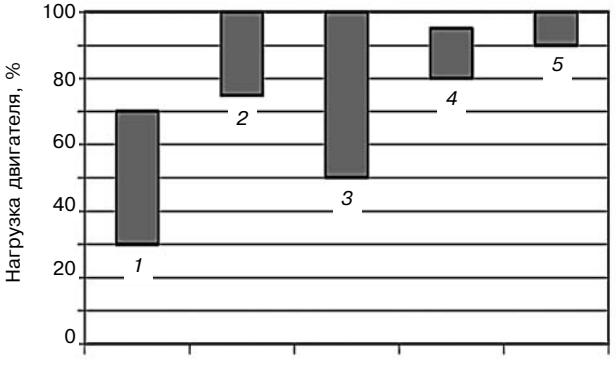


Рис. 10. Рабочий диапазон двигателей различных применений:
1 — вспомогательный; *2* — главный (пассажирское судно); *3* — главный (паром); *4* — главный (грузовой балкер); *5* — стационарный

Заключение

Создание нового двигателя 32/44CR стало результатом долгосрочной программы, направленной на совершенствование серийной базовой модели в сочетании с новаторскими решениями, обеспечивающими возможность использования этого дизеля в самых различных применениях при выполнении как текущих, так и перспективных экологических требований. Эта цель была достигнута за счет того, что новый двигатель создавался на основе проверенной временем модели 32/40, дополненной самыми передовыми технологиями. Помимо высокой цилиндровой мощности и повышенного значения КПД, новая машина, благодаря использованию технологии аккумуляторного впрыска, предоставляет гораздо более широкие возможности для оптимизации и адаптации к требованиям конкретного применения. Это обстоятельство, наряду с другими усовершенствованиями рабочего процесса, обеспечивает возможность выполнения требований ИМО Tier 2.

Двигатель 32/44CR представляет собой хороший пример успешного использования трех ключевых технологий, разработанных MAN, а именно:

- ➢ система наддува с турбокомпрессором (TCR);
- ➢ система электронного впрыска (CR);
- ➢ электронная система управления (SaCoSone).

Системная интеграция указанных компонентов сделала возможным создание чрезвычайно мощного и компактного двигателя в семействе среднеоборотных дизелей и сочетающего экономичность с низкими значениями вредных выбросов.

СОЗДАНИЕ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ HiMSEN H32/40

Mr. Jong Suk Kim, Mr. J. T. Kim, Mr. O. S. Kwon
Hyundai Heavy Industries Co., Ltd., Корея

С момента начала выпуска в 2001 г. первого дизеля HiMSEN типа H21/32 компания «Hyundai Heavy Industries» (HHI) разработала модели H25/33, H17/28, H17/24 и H32/40, составившие семейство дизелей HiMSEN. Всего за этот относительно короткий период было выпущено более 1000 машин, работающих в качестве главных судовых двигателей, а также приводов стационар-

ных и судовых дизель-генераторов. Это стало возможным благодаря широкому диапазону мощности предлагаемых двигателей, а также высокой оценке продукции HHI со стороны потребителей. Немаловажную роль в этом сыграла концепция фирмы по создания новых машин, получивших общее название PRACTICAL engine («практичный двигатель»).

Быстрое реагирование на сообщения потребителей с мест эксплуатации, даже когда речь шла о мельчайших пожеланиях или неполадках, позволили собрать обширную информацию о предпочтениях заказчиков, на основании которой создавались новые и совершенствовались существующие модели двигателей. У дизеля H17/24, как и у H17/28, диаметр цилиндра равен 170 мм, но ход поршня меньше — 240 мм.

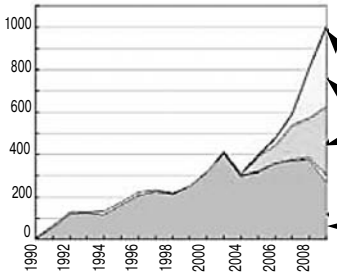
Его цилиндровая мощность составляет 110 и 130 кВт при 1000 и 1200 об/мин соответственно, а число цилиндров в разных исполнениях — от 5 до 8. Этот двигатель предназначен, главным образом, для стационарных установок и может работать на тяжелом дизельном топливе с вязкостью до 180 сСт. Существует также газовая версия этого двигателя. Последняя модель ряда H32/40 находится в процессе доводки. Это — самый большой из рассматриваемого семейства дизелей, отличающийся высокой экономичностью и хорошими экологическими показателями. Его цилиндровая мощность составляет 500 кВт при 720 или 750 об/мин. Эти дизели в рядном и V-образном исполнения при числе цилиндров от 6 до 20 перекрывают диапазон мощностей от 3000 до 10 000 кВт. В процессе разработки находятся также уникальная система аккумуляторного впрыска типа common rail и интеллектуальная система управления. Их внедрение, которое ожидается в ближайшем будущем, позволит выполнить перспективные требования нормативов по вредным выбросам, которые постоянно ужесточаются. В настоящем докладе описаны конструкция двигателя, его функции, и представлены результаты испытаний опытного образца двигателя H32/40 в 8-цилиндровом варианте.

Введение

Производство четырехтактных дизелей фирма «Hyundai Heavy Industries Co. Ltd.» (HHI) начала в 1990 г. Первые построенные двигатели были лицензионными, затем компания приступила к разработке собственных конструкций, что открыло новые возможности совершенствования продукции и расширения ее ассортимента.

В 2001 г. были поставлены на производство две базовые модели — H25/33 (совместная разработка с «Rolls Royce Engine Bergen»), и H21/32 (самостоятельная разработка HHI). Впоследствии первоначальная конструкция H25/33 тоже подверглась изменениям с учетом новых идей, ранее реализованных при создании модели H21/32.

Был также разработан двигатель меньшей размерности — HiMSEN H17/28, предназначенный для судовых и стационарных дизель-генераторов, мощностью от 520 до 1000 кВт при 900−1000 об/мин, с числом цилиндров от 5 до 8. На рис. 1 показаны: выпуск среднеоборотных дизелей HHI по группам применения и количество заказов.



Двигатели HiMSEN

Применение	H17/18	H21/32	H25/33	Всего
Судовые главные	0	4	42	46
Стационар.	1	428	204	633
Судовые вспомогат.	12	648	295	955
Всего HiMSEN	13	1080	541	1634

Рис. 1. Объемы производства и заказов

Первый опытно-промышленный образец двигателя 5H17/24 был построен в 2005 г. и поставлен на доводочные испытания. В настоящее время на базе дизеля 5H17/24 разработан газовый двигатель с открытой камерой и искровым зажиганием. При его создании использовались новейшие технологии австрийской фирмы AVL.

При создании пятицилиндрового газового двигателя H17/24G ставилась задача получения следующих показателей: цилиндровая мощность — 110 кВт при 1200 об/мин, выброс частиц — не более 50 ppm при содержании кислорода в ОГ 13 % и КПД не менее 42 % (рис. 2). Этот двигатель предназначается, в первую очередь, для контейнерных электростанций и установок когенерации.

В дальнейшем планируется создание высокоэффективного V-образного газового двигателя на той же основе.

С тех пор как двигатели HiMSEN H21/32 и H25/33 в 2001 г. появились на рынке, объем их

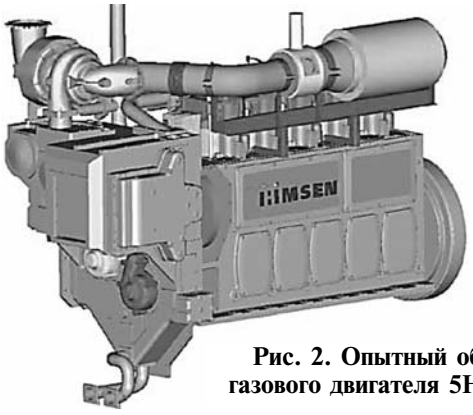


Рис. 2. Опытный образец газового двигателя 5H17/24G

производства значительно возрос, во многом благодаря тому, что на заказчиков произвела впечатление предложенная HiMSEN концепция «практичного дизеля», включающая элементы Hi-Tech и Hi-Touch (взаимодействия человека с машиной).

Первый опытно-промышленный образец двигателя 8H17/28, входящий в состав дизель-генераторной установки вместе с системами пуска и подготовки тяжелого топлива, проходит ресурсные испытания.

Кроме того, для расширения диапазона мощностей (рис. 3), было принято решение о разработке модели H17/24, которая сохраняя основные конструктивные особенности двигателя H17/28, отличается от нее укороченным ходом поршня (240 мм вместо 280). Этот двигатель имеет от 5 до 8 цилиндров в разных модификациях, и развивает мощность 130 кВт в цилиндре при 1200 об/мин. Он может работать на топливе с вязкостью 180 сСт при 50 °С.

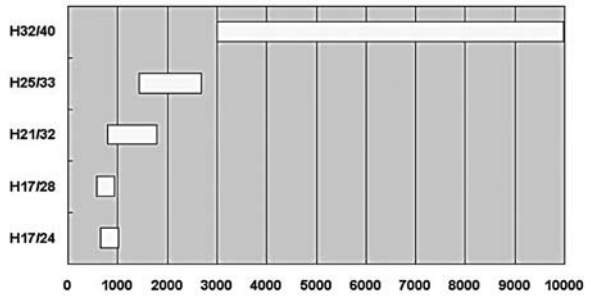


Рис. 3. Мощностной диапазон двигателей HiMSEN

В целях дальнейшего расширения диапазона мощностей семейства HiMSEN был разработан более крупный двигатель размерностью 32/40 мощностью от 3000 до 10 000 кВт. Его цилиндровая мощность составляет 500 кВт при 720 и 750 об/мин, число цилиндров — от 6 до 12. В качестве опции дизель может быть оборудован топливной системой common rail. Первый опытный образец 8-цилиндрового двигателя мощностью 4000 кВт прошел квалификационные испытания на соответствие требованиям основных классификационных обществ в декабре 2006 г. В 2007 г. начался его серийный выпуск. Второй опытный образец 8-цилиндрового двигателя H32/40 в конце 2007 г. был поставлен на ресурсные испытания.

Разработка двигателя H32/40

Как сказано выше, компания HHI уже запустила в серию двигатели H17/24, H17/28, H21/32 и H25/33 с достаточно большим объемом выпуска. Это стало возможным, в первую очередь, благодаря тому, что заказчики по достоинству оценили такие их качества, как большая удельная мощность, простота конструкции, хорошие технико-экономические показатели и высокая надежность при минимальных требованиях к обслуживанию.

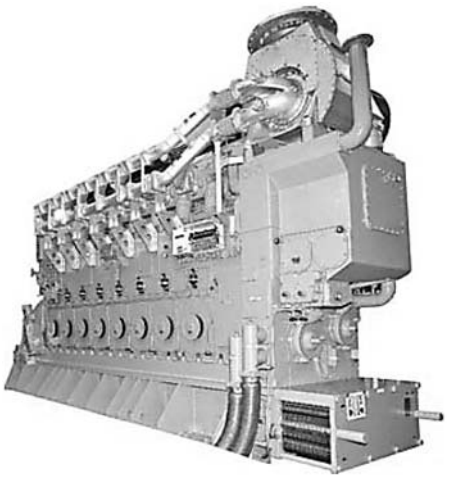


Рис. 4. Общий вид первого образца 8-цилиндрового двигателя H32/40

Следующая, пятая по счету модель размерностью 32/40 создавалась для дальнейшего расширения покрываемого диапазона мощностей.

С самого начала была поставлена задача обеспечения высоких технико-экономических показателей и удобства обслуживания основных компонентов двигателя за счет целого ряда уникальных технических решений. Для этого была сформирована рабочая группа в составе опытных конструкторов, технологов, а также специалистов по контролю качества и комплектации.

С учетом того, что для таких крупных машин одним из наиболее критичных показателей является надежность, был тщательно изучен опыт эксплуатации двигателей подобной размерности. Другим важнейшим фактором является удобство эксплуатации и ремонтопригодность. Одним из средств решения этой задачи стало применение фирменной концепции HiMSEN Feed Module (модульная конструкция). Одновременно велась разработка рядного и V-образного вариантов двигателя. На рис. 4 показан общий вид первого опытного образца 8-цилиндрового двигателя H32/40.

Конструкция

При создании модели H32/40 были применены все наиболее удачные конструкторские наработки фирмы HHI. Поперечные сечения рядного и V-образного двигателей показаны на рис. 5. В этих двигателях применены многие конструкторские решения, ранее использованные при создании двигателей H21/32 и H25/33, и, в частности, оптимальное сочетание Hi-Tech и Hi-Touch технологий.

При проектировании системы турбонаддува конструкция выпускного коллектора была оп-

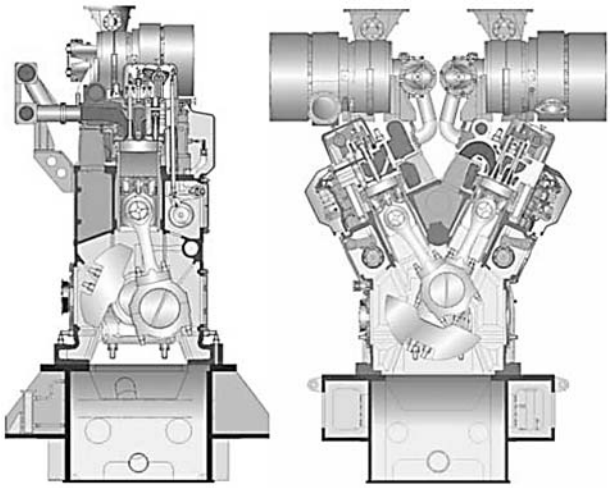


Рис. 5. Поперечные сечения двигателей H32/40

тимизирована с учетом числа цилиндров. В частности, для двигателей с числом цилиндров 6 и 9 была применена 3-импульсная система, для двигателей с числом цилиндров 7 и 8 — система Hi-pulse, для двигателей с числом цилиндров более 12 — модульный преобразователь импульсов. Система Hi-pulse — оригинальная разработка фирмы HHI, обеспечивающая повышение показателей топливной экономичности и снижение вредных выбросов.

Надежность блока впрыска, который по своим функциям аналогичен топливному трубопроводу высокого давления, подтверждена опытом эксплуатации двигателей H21/32 и H25/33. На двигателе H32/40 применен такой же блок впрыска, расположенный между топливным насосом высокого давления и головкой блока, что повышает его надежность (при давлении впрыска более 1800 бар) и упрощает подвод топлива.

Оптимизация шатуна (рис. 6) была направлена на снижение его веса и уменьшение деформации верхнего и нижнего подшипников, что является

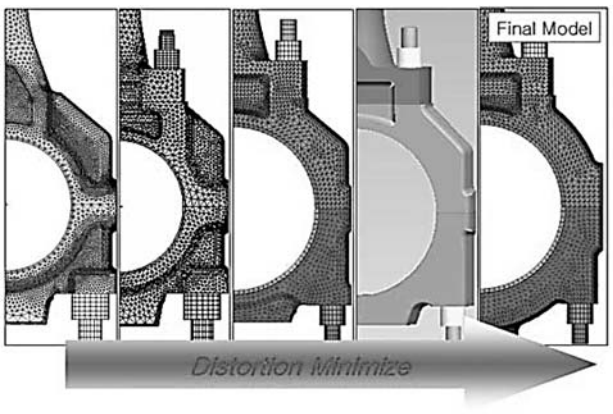


Рис. 6. Варианты конструкции шатунного подшипника коленвала (стрелка показывает направление увеличения жесткости по мере совершенствования конструкции, справа — окончательный вариант)

одним из важнейших факторов повышения ресурса подшипника. С помощью нелинейного МКЭ рассчитана диаграмма деформации верхнего и нижнего подшипников.

Конструкция блока и крышки коренного подшипника была оптимизирована с точки зрения повышения их прочности и вибростойкости. Были проведены расчеты прочности двигателя в целом с учетом взаимодействия его компонентов и свойств конструкционных материалов.

На рис. 7 показано распределение коэффициента запаса по усталостной прочности блока цилиндра и крышки коренного подшипника.

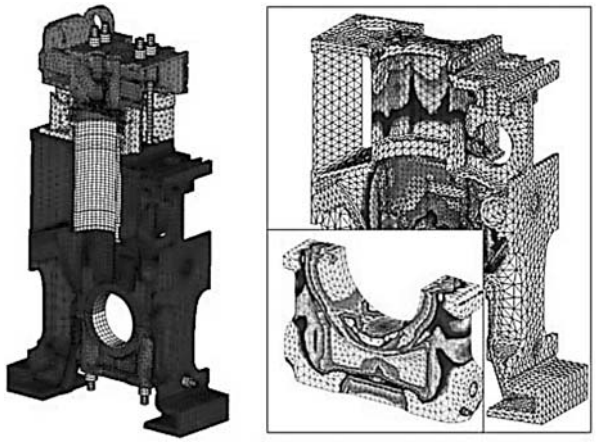


Рис. 7. Разбивка на конечные элементы и распределение коэффициента запаса по усталостной прочности блока цилиндра и крышки коренного подшипника

С помощью методов вычислительной гидродинамики был оптимизирован гидравлический тракт системы охлаждения, включая головку блока, рубашку охлаждения, втулки цилиндра и клапаны. При этом была изменена геометрия водяного тракта для предотвращения образования застойных зон в отдельных местах.

Геометрия вставок, образующих канал охлаждения втулки цилиндра, была выбрана из условия поддержания заданной температуры верхней части втулки (рис. 8). Вставки, обеспечивающие эффективное охлаждение верхней части цилиндровой втулки, состоят из двух кольцевых деталей, которые насажены на втулку с помощью прессовой посадки, что является наиболее экономичным решением.

Поверочный расчет вставки выполнялся с учетом действующих на нее механических и тепловых нагрузок, с помощью МКЭ и методов вычислительной гидродинамики (рис. 9).

Коленвал является одним из важнейших компонентов двигателя, и при его расчете должны быть заложены коэффициенты запаса прочности, достаточные для обеспечения необходимой надежности. Что касается вибрации, то проек-

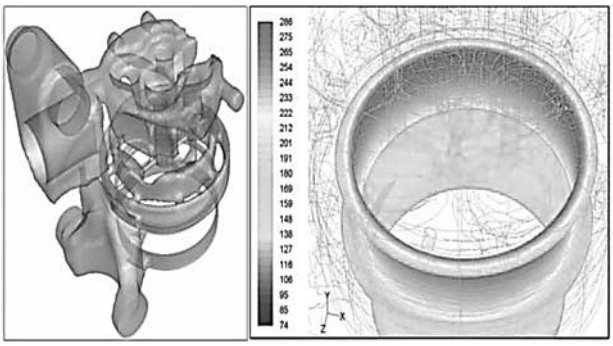


Рис. 8. Геометрия каналов охлаждающей жидкости и распределение температур в верхней части втулки цилиндра

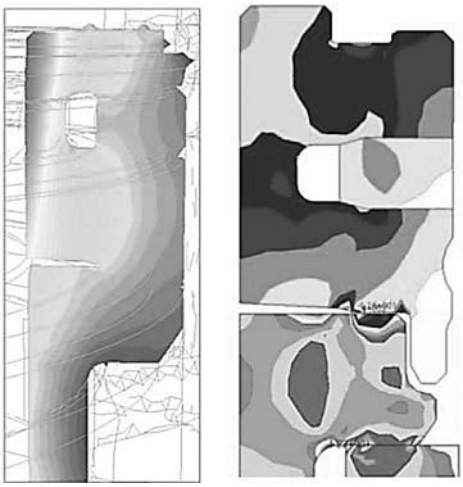


Рис. 9. Распределение температур и напряжений во вставке втулки цилиндра

танты, тщательно все взвесив, пришли к выводу, что в рядных двигателях этой серии можно обойтись без гасителя крутильных колебаний.

При этом пришлось оптимизировать конструкцию пальца кривошипа, колена и коренной шейки вала, что обеспечило к тому же ряд дополнительных преимуществ.

А именно, увеличение диаметра пальца кривошипа и коренной шейки вала позволило придать им достаточную жесткость и разработать технологию экономичного производства качественных подшипников для применения как на рядных, так и на V-образных моделях. Кроме того, конструкция блока со стороны свободного конца вала без гасителя крутильных колебаний получилась более компактной.

Как показывают результаты расчетов крутильных колебаний, напряжения в коленвале соответствуют требованиям M53 IACS (Международной ассоциации классификационных обществ). Для проверки результатов расчетов были проведены измерения крутильных колебаний свободного конца вала во всем диапазоне скорости двигателя, определяя таким образом критические значения скорости. Результаты расчетов

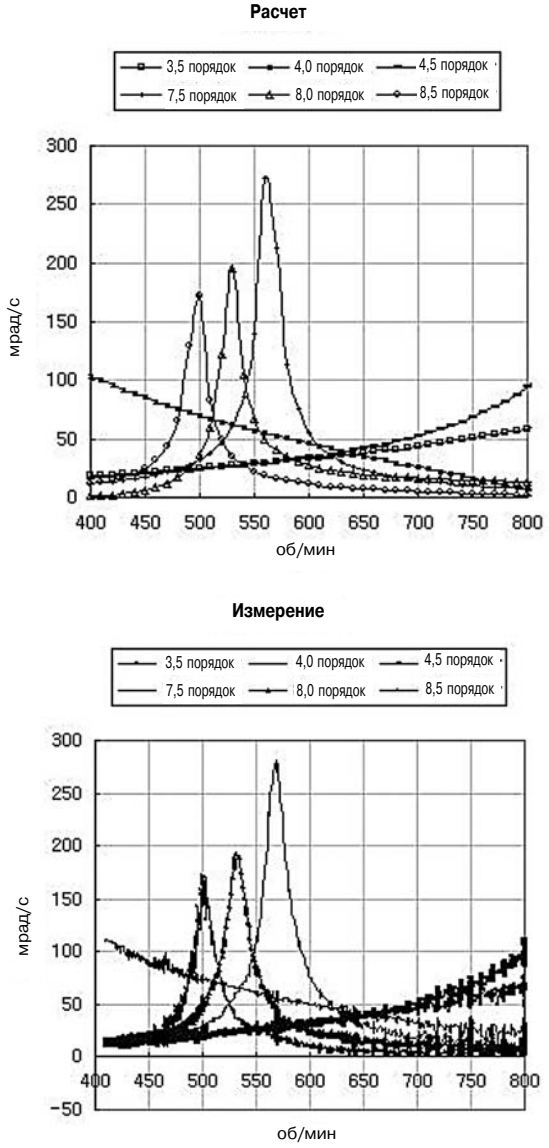


Рис. 10. Сравнение результатов расчетов и измерений амплитуды крутильных колебаний

и измерений показаны на рис. 10, из которого видно, что эти результаты, т. е. резонансные значения скорости и амплитуды всех гармоник, в обоих случаях практически совпадают.

Как и в двигателе H17/28, шестерня распредвала перенесена на свободный конец коленчатого вала, что позволило уменьшить число шестерен гитары и упростить сборку.

На рис. 11 показаны технико-экономические показатели опытного образца 8-цилиндрового двигателя 8H32/40, полученные в ходе его испытаний. Для достижения приемлемого компромисса между требованиями топливной экономичности и количеством вредных выбросов был выбран цикл Миллера со степенью сжатия 15.

С помощью визуализации топливного факела были получены характеристики факела — глубина проникновения и угол раскрытия конуса факела.

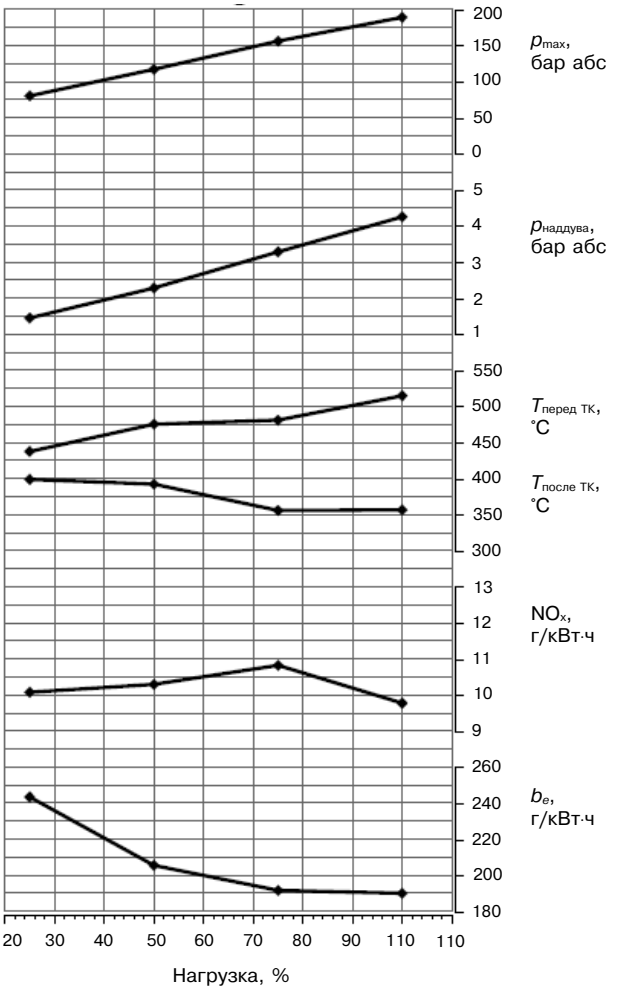


Рис. 11. Результаты испытаний двигателя 8H32/40 (нагрузка генератора 4000 кВт при 720 об/мин)

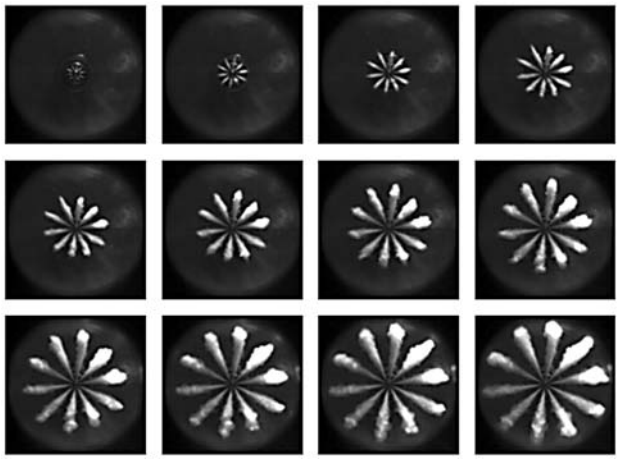


Рис. 12. Визуализация нескольких последовательных фаз развития топливного факела (нагрузка 100% при 720 об/мин)

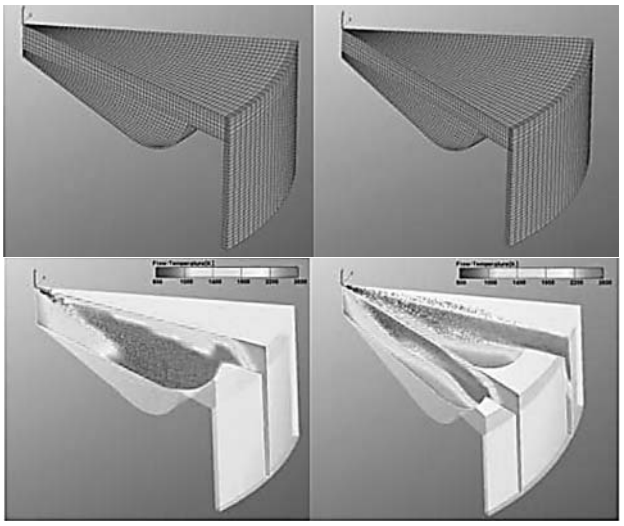


Рис. 13. Генерация расчетной сетки и распределение температуры внутри факела в зависимости от конфигурации сопла

На рис. 12 показана визуализация нескольких последовательных фаз развития топливного факела. Было проведено моделирование для оценки влияния конфигурации сопла на характеристики двигателя, в том числе экологические.

Результаты моделирования сравнивались, прежде всего, с данными, полученными при испытаниях. При этом исследовались различные типы сопел и проводилась их оптимизация по расходу топлива и выбросам NO_x.

На рис. 13 показаны расчетная сетка и распределение температур в момент, соответствующий 15 ° после ВМТ, при разных конфигурациях сопла.

Для экономии машинного времени и уменьшения трудоемкости расчета факел разбивается на сегменты соответственно числу отверстий сопла форсунки, и расчет проводится для одного сегмента.

В расчете варьировались размеры сопла и число отверстий, и исследовалось влияние обоих факторов на выбросы NO_x и расход топлива.

Система автоматики

Фирма HHI разработала высоконадежную модульную систему автоматики, управления и защиты двигателя на микропроцессорной основе. Для этого в исследовательском центре HHI была сформирована специальная команда. Базовый модуль и модуль защиты системы отвечают всем требованиям классификационных обществ. Они явятся основой при создании аналогичных систем для дизелей с системой common rail, газовых и других двигателей.

Заключение

Была успешно создана новая модель дизеля HiMSEN H32/40, востребованная на рынке и предназначенная для привода стационарных и судовых дизель-генераторов, в том числе устанавливаемых на контейнеровозах. В ней воплощена проектная концепция HiMSEN, получившая название PRACTICAL engine. Говоря о перспек-

Основные параметры семейства двигателей HiMSEN

Engine Type		H17/24		H17/24G		H17/28		H21/32				H25/33				H32/40		H32/40V		
Bore	mm	170		170		170		210				250				320		320		mm
Stroke	mm	240		240		280		320				330				400		400		mm
Engine speed	rpm	1000	1200	1000	1200	900	1000	720	750	900	1000	720	750	900	1000	720	750	720	750	rpm
Output/cyl.	kW	110	130	90	110	115	125	160	160	200	200	240	250	290	300	500	500	500	500	kW
Piston speed	m/s	8.0	9.6	8.0	9.6	8.4	9.3	7.7	8.0	9.6	10.7	7.9	8.3	9.9	11.0	9.6	10.0	9.6	10.0	m/s
BMEP	bar	24.2	23.9	19.8	20.2	24.1	23.6	24.1	23.1	24.1	21.7	24.7	24.7	23.9	22.2	25.9	24.9	25.9	24.9	bar
Pmax	bar	165	165	160	160	170	170	200	200	200	200	200	200	200	200	190	190	190	190	bar
SFOC	g/kWh	195	197			193	193	186	186	187	189	184	184	185	185	183	185	183	184	g/kWh
Engine Power [kW] Cylinder in line	5	500	585	450	550	520	550	800	800	900	900									CYL
	6	660	780	540	660	690	750	960	960	1200	1200	1440	1500	1740	1800	3000	3000	6000	6000	12
	7	770	910	630	770	805	875	1120	1120	1400	1400	1680	1750	2030	2100	3500	3500	8000	8000	16
	8	880	1040	720	880	920	1000	1280	1280	1600	1600	1920	2000	2320	2400	4000	4000	9000	9000	18
	9							1440	1440	1800	1800	2160	2250	2610	2700	4500	4500	10000	10000	20
Fuel Oil		DO, MDO HFO180 cSt @50 ℃		LNG		HFO upto ISO 8217 RMH55(700 cSt@50 ℃)														

тивах новой модели в этом высококонкурентном сегменте рынка, HHI особо подчеркивает такие ее качества, как удобство в эксплуатации и обслуживании, экологическая чистота, экономическая эффективность и высокая надежность, достигнутые благодаря применению самых современных фирменных технологий.

Модель H32/40 завершает мощностной ряд двигателей HHI — H17/24, H17/28, H21/32, H25/33, который покрывает потребности в диапазоне мощности от 450 до 10 000 кВт, причем указанные двигатели могут использоваться в качестве главных судовых, стационарных и судовых дизель-генераторов.

НОВОСТИ ЗАО «ТРАНСМАШХОЛДИНГ»

КОЛОМЕНСКИЙ ЗАВОД ОТПРАВИЛ НА ВЕРФЬ ДИЗЕЛЬ-ДИЗЕЛЬНЫЙ АГРЕГАТ ДЛЯ КОРВЕТА «БОЙКИЙ»

Коломенский завод отправил на ОАО «Судостроительный завод "Северная верфь"» (Санкт-Петербург) первый дизель-дизельный агрегат ДДА12000 для главной энергетической установки многоцелевого сторожевого корабля «Бойкий» проекта 20380 класса «корвет». В скором времени на верфь будет отправлен и второй ДДА (силовая установка каждого корвета состоит из двух агрегатов).

ДДА12000 был создан специалистами Коломенского завода по заказу ФГУП «Центральное морское конструкторское бюро "Алмаз"» для Военно-морского флота России и успешно прошел межведомственные испытания в 2006 г.

Дизель-дизельные агрегаты выполняют на корабле функцию главной энергетической установки. Каждый ДДА состоит из двух дизелей 16Д49 и реверс-редукторного агрегата. Особенностью ДДА является обеспечение на режимах реверсирования высокой мощности при минимальных расходах топлива и масла. Он оснащен современной микропроцессорной системой управления и контроля основных параметров работы.

Ранее пропульсивные комплексы на базе коломенских агрегатов ДДА12000 были установлены заказчиком на головном корвете «Стерегущий» (с 2008 г. несет службу в Балтийском море), а также на корвете «Сообразительный», который готовится к спуску на воду в ближайшее время.

Корабли проекта 20380 предназначены для патрулирования прибрежных вод, эскортных и противолодочных операций; при их создании широко применялись технологии, обеспечивающие малую заметность для радаров.

В настоящее время Коломенский завод участвует в нескольких проектах ВМФ России по строительству надводных кораблей классов «корвет» и «фрегат», подводных лодок проектов 636, 1650, 01570. Кроме того, коллектив предприятия работает над созданием дизеля нового поколения Д500 типоразмерного ряда 26,5/31. Расчетные характеристики проектируемого двигателя соответствуют перспективным требованиям, а в его конструкцию заложены резервы его дальнейшей модернизации.