

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ С ОКНОМ В ГИЛЬЗЕ

Л.М. Жмудяк, А.Л. Жмудяк

В предыдущей статье авторы изложили принципы работы и аргументировали преимущества четырехтактного ДВС с окном в гильзе - ДОГ. В настоящей статье приводятся результаты расчетного исследования ДОГ на базе тракторных дизельных двигателей.

Ключевые слова: поршневой двигатель внутреннего сгорания, окно в гильзе цилиндра, двойной выпуск отработавших газов, повышение мощности и КПД, численное исследование.

В предыдущей статье, опубликованной авторами, рассмотрен четырехтактный двигатель с окном в гильзе (ДОГ) [1], точнее, простейший вариант этого двигателя, в котором окно в гильзе постоянно открыто.

Результаты расчетных исследований показали, что продувку в ДОГ без снижения мощности и экономичности можно довести до 15–18% при низких p_k / p_m и до 35–42% при больших p_k / p_m . Дальнейшее увеличение продувки вызывает плавное повышение эффективного расхода топлива и быстрое снижение мощности.

В ДОГ с рассматриваемыми окнами и продувкой температура газов на 40–180° ниже, чем в базовом двигателе. Расходы выпускных газов, выходящих в окно и выпускной клапан сравнимы. Большой поток выпускных газов в окно существенно снижает теплонпряженность головки цилиндров и затраты энергии на выпуск. Облегчение выпуска компенсирует затраты энергии на продувку.

Целесообразность ДОГ при больших частотах вращения коленчатого вала объясняется использованием дополнительных проходных сечений органов газообмена. При не столь больших частотах вращения область эффективности ДОГ можно оценить, основываясь на балансе работ компрессора и турбины турбокомпрессора (ТК). Как известно, возможная работа расширения горячего газа, поступающего в турбину ТК, больше необходимой работы сжатия сравнительно холодного воздуха в компрессоре ТК, если речь идет о равных давлениях: если давление сжатого воздуха равно давлению газов, расширяющихся в турбине. В ТК мощности и работы компрессора и турбины сбалансированы. При высоких КПД ТК и форсировании двигателя наддув обеспечивается при давлении перед турбиной, которое ниже давления наддува. Дальнейший рост КПД ТК и форсирования

привел к тому, энергия выпускных газов стала большей, чем необходимо для наддува. Часть выпускных газов стали сбрасывать в обход турбины. В этих условиях рационально применение таких решений как ДОГ или схема Миллера, которые позволяют использовать избыточную энергию продуктов сгорания. ДОГ использует эту энергию для продувки. В ряду ДВС, расположенных по уровню форсирования, ДОГ и схема Миллера занимают промежуточное положение между двигателями со свободными ТК и ДВС с ТК и силовой турбиной. (Последние имеют преимущества тогда, когда разность энергии выпускных газов и энергии, необходимой для наддува, не поглощается потерями в ТК и трубопроводах и затратами энергии на продувку в ДОГ.)

Расчетное исследование ДОГ проводилось с помощью разработанных авторами компьютерных программ расчета и оптимизации рабочего цикла ДВС [2–8]. Программы реализуют авторские математические модели всего замкнутого рабочего цикла ДВС. Модели учитывают: сгорание топлива, движение в каждый момент времени газов в клапанах и окнах в гильзе, наддув двигателя. При моделировании наддува рассчитываются процессы в турбокомпрессоре (ТК) и приводном компрессоре при различных вариантах их установки и др.

Программа оптимизации автоматически находит оптимальное сочетание всех основных конструктивно-регулируемых параметров двигателя, включая фазы газораспределения, угол открытия окна в гильзе, величину наддува (степень повышения давления в компрессоре), подачу топлива и др. (не менее 9 параметров). Найденные величины конструктивно-регулируемых параметров гарантированно обеспечивают минимальный расход топлива при достижении заданной мощности и выполнении заданных ограничений

на тепловую и механическую нагруженность ДВС.

При разработке ДОГ с самого начала полагалось, что схема ДОГ предназначена для двигателей с наддувом, точнее, ДВС, у которых давление во впускном трубопроводе (p_k) больше давления в выпускном трубопроводе (p_r) или, в эквивалентной формулировке, для ДВС с $p_k / p_m > 1$. Такое соотношение имеет место на режимах максимальных мощностей и нагрузок.

Единственными режимами, на которых ДОГ полезен при $p_k / p_m < 1$, являются холостой ход и очень малые нагрузки.

Вернемся к анализу основных в данном исследовании режимов - полных нагрузок и номинальной частоты вращения коленчатого вала. На этих режимах $p_k / p_m > 1$.

В ДОГ окно в гильзе увеличивает проходное сечение для выпуска газов. Это способствует повышению индикаторных и эффективных показателей двигателя. Открытое окно уменьшает геометрический объем цилиндра в момент сжатия. Это уменьшает массу свежего заряда, что приводит к падению мощности. (Если форсирование исходного двигателя ниже оптимального среднего эффективного давления - p_e , падение мощности приводит к возрастанию удельного эффективного расхода топлива). Продувка вблизи НМТ впуска влияет на КПД рабочего цикла двояко. Положительное влияние продувки связано с улучшением очистки цилиндра от продуктов сгорания (улучшение очистки слабо влияет на показатели цикла) и понижением температуры воздуха на впуске, следовательно, с улучшением наполнения и уменьшением удельной (на единицу массы) работы сжатия (эти факторы существенно повышают показатели цикла). Продувка уменьшает температуру газа перед турбиной, циркуляция продувочного воздуха через цилиндр осуществляется за счет энергии выпускных газов (в конечном счете за счет энергии топлива, т.к. тепло, подведенное к продувочному воздуху вследствие теплообмена с цилиндро-поршневой группой не компенсирует затрат энергии на осуществление продувки - разности работ сжатия в компрессоре и расширения в турбине продувочного воздуха). Большая продувка настолько снижает мощность турбины, что ликвидируется и само условие $p_k / p_m > 1$ (это соотношение становится сначала близким, а потом и меньшим единицы). Последнее означает переход к ре-

жимам, на которых ДОГ не имеет преимуществ перед двигателем традиционной конструкции.

Продувка снижает максимальное давление цикла (p_{max}). Снижение p_{max} уменьшает механическую напряженность, но также уменьшает КПД. (Вместе с тем, снижение p_{max} позволяет осуществить изменение ряда параметров. Можно повысить степень сжатия ε , что улучшит пуск и частично компенсирует снижение КПД. Можно повысить степень повышения давления в компрессоре - π_k и снизить коэффициент избытка воздуха α , что положительно скажется на мощностях и т.п.)

Естественно, продувка снижает теплонапряженность цилиндра-поршневой группы и турбины ТК, что позволяет повысить мощность, в частности, повышением π_k или снижением α . (Следует заметить, что продувка с очевидностью снижает только теплонапряженность головки и гильзы. На теплонапряженность поршня процессы в ДОГ влияют так. С одной стороны, продувка снижает теплонапряженность. С другой стороны, движение выпускных газов в окно вдоль поршня может повысить тепловой поток в поршень по сравнению с обычным процессом. Это повышение будет иметь место тогда, когда скорости течения газов вдоль поршня будут сравнимыми со скоростями движения газов в цилиндре обычного двигателя вблизи НМТ расширения).

Взаимодействие перечисленных факторов и определяет влияние окна на рабочий цикл в двигателе рассматриваемой схемы.

В приведенных ниже результатах расчетов ДОГ на базе двигателя ЧН13/14 (таблица 1) открытие-закрытие окна в гильзе определяется углом $\varphi_{ок}$, при котором поршень проходит границу окна в гильзе. Для информации в показателях указана также величина $l_{ок}$ - расстояние от головки до границы окна. Суммарная длина (ширина) окон по направлению цилиндра задается величиной b - отношением суммарной длины по окружности всех окон, прорезанных в гильзе, к длине окружности. В результатах расчетов, кроме обычных показателей, присутствуют характеристики газообмена.

С позиций выбора проходных сечений трубопроводов и т.п. характеристикой выпуска через выпускные клапаны и окна в гильзе может служить отношение массы газа, вышедшего (при обоих открытиях окна) через

окно в гильзе (точнее, прошедшего через окно) – $m_{ок}$, к массе газа, вышедшего через выпускные клапаны m_T . Это отношение обозначено $m_{ок}/m_T$. Для характеристики процесса выпуска удобнее использовать (обозначенное β) отношение массы выпускных газов, вышедших в окно ($m_{ок.вып}$), к общей массе выпускных газов, вышедших через окна и клапаны ($m_{кл.вып}$). Величина $m_{ок.вып}$ определяется как масса газов, прошедших (вышедших) через окно за время его первого открытия, т.е. $m_{ок.вып} \neq m_{ок}$, при продувке $m_{ок.вып} < m_{ок}$.

Масса выпускных газов, вышедших через окна и клапаны, принимается равной $m_{ок.вып} + m_T$. Здесь масса выпускных газов, вышедших через выпускные клапаны, принята равной m_T – общей массе газов, вышедших через выпускные клапаны ($m_{кл.вып} = m_T$), т.к. продувка через выпускные клапаны мала или даже отсутствует. Продувка через окно характеризуется величиной $\delta_{пр}$, равной отношению массы продувочного воздуха, прошедшего (в норме – вышедшего) вблизи НМТ впуска через окно к массе воздуха, поступившего в цилиндр через органы впуска. Не менее объективной оценкой явилось бы отношение массы продувочного воздуха к массе воздуха, помещающегося в максимальном объеме цилиндра при условиях перед впускным клапаном.

Поскольку продувка позволяет уменьшить мощность вентилятора, сделана оценка влияния этого уменьшения.

Удельный расход топлива и p_e двигателя с уменьшенной мощностью вентилятора в показателях цикла обозначены $g_e^{y.с}$ и $p_e^{y.с}$.

В таблице 1 приведены результаты расчетов ДОГ с величинами параметров, характерными для лучших отечественных тракторных дизелей с турбонаддувом.

Под №1 в таблице 1 приведен (разовый, не оптимизационный) расчет базового двигателя при распространенных (типичных) для дизелей с турбонаддувом фазах газораспределения.

Далее приведены результаты расчетов ДОГ. В расчете №2 окно открывается за 40° ПКВ до НМТ ($\varphi_{ок} = 140^\circ$ ПКВ) – за 12,5 мм хода поршня до НМТ. При таком открытии окна шириной $b = 0,3$ через окно проходит достаточно много выпускных газов и воздуха

(соответственно при первом и втором открытии окна). Их суммарная масса превышает массу выпускных газов, выходящих через выпускные клапаны: $m_{ок}/m_T = 1,25$. Продувка составляет 15% ($\delta_{пр} = 15,45$) от массы воздуха, поступившего в цилиндр.

Из газов, проходящих через окно, основную массу составляют выпускные газы, выходящие через окно вблизи НМТ расширения, отношение массы этих газов к массе газов, вышедших через выпускные клапаны, составляет 73%; от общей массы выпускных газов эта масса составляет $\beta = 48\%$. Выпуск почти 50% выпускных газов не через выпускной клапан, а через окно значительно снижает теплонапряженность выпускного клапана и головки.

В рассматриваемом варианте ДОГ с параметрами тракторного дизеля давление после ОНВ (p_x) очень мало превышает давление перед турбиной p_T . Несмотря на это, вблизи НМТ впуска осуществляется 15-процентная продувка ($\delta_{пр}$). Первая часть продувки происходит в интервале 500–540° ПКВ. Точнее, в интервале 507–540° ПКВ после ничтожного заброса продуктов в окно на участке 500–507° ПКВ. Продувка на этом участке составляет 6,6% и происходит под действием разности давлений p_x и p_T . На участке, 540–580° ПКВ продувка больше – 8,8%, т.к. движение поршня способствует вытеснению воздуха в окно. Указанная продувка снижает теплонапряженность как цилиндропоршневой группы, так и турбины ТК. Температура газа перед ней (T_k) уменьшается на 49°.

В рассчитанном ДОГ (расчет 2 таблица 1) по сравнению с расчетом базового двигателя (расчет 1) g_i повышается незначительно, p_i и p_e снижаются заметно – соответственно 6 и 7%. Снижение p_e приводит к росту g_e на 1,6%. Величина p_{max} снижается на 0,76 МПа. Последнее позволяет повысить π_k , не превышая уровня p_{max} базового ДВС. Расчет ДОГ с π_k , повышенным с 2,2 до 2,23, приведен в таблице под №3. Как видно, это небольшое повышение π_k улучшило показатели рабочего цикла ДОГ до уровня базового ДВС. То есть, в варианте №3 достигнута 15-процентная продувка без ухудшения показателей. В расчете №4 компенсация падения показателей ДОГ проведена не повышением

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ С ОКНОМ В ГИЛЬЗЕ

π_k , а снижением α . Как видно, такая компенсация менее удачна. Таким образом, открытие окна при $\varphi_{ок} = 140^\circ$ и 500° ПКВ требует компенсации падения мощности, поэтому в таблице приведен расчет № 5 при меньшем открытии окна: $\varphi_{ок} = 150^\circ$ и 510° ПКВ. При

таком открытии окна в него уходит выпускных газов меньше, чем в выпускной клапан, но количества этих газов сравнимы: $m_{ок}/m_T = 0,8$. Продувка составляет 11%, p_{max} снижается на 0,4 МПа, а температура перед турбиной – на 42° .

Таблица 1 – Результаты расчета ДОГ

Вариант двигателя					
S	D	$\eta_{тк}$	n	число клапанов	
м			мин ⁻¹	впуск	выпуск
0,140	0,130	0,569	1800	1	1

№	Исходные и оптимальные значения варьируемых параметров										Показатели цикла		
	α	ε	θ	φ_b	φ'_b	$\varphi_{ок}$	φ_a	φ'_a	π_k	b	g_i	g_e	$g_e^{y,\varepsilon}$
	°ПКВ										г/(кВт.ч)		
1	2,16	15,5	-3,0	110	390	-	590	340	2,2	-	186,8	224,8	224,8
2	2,16	15,5	-3,0	140	390	140	590	340	2,2	0,3	187,5	228,4	227,5
3	2,16	15,5	-3,0	140	390	140	590	340	2,32	0,3	186,9	224,9	223,9
4	2,00	15,5	-3,0	140	390	140	590	340	2,2	0,3	189,9	228,5	227,3
5	2,16	15,5	-3,0	140	390	150	590	340	2,2	0,3	186,3	226,3	224,5
6	2,16	16,0	-3,0	140	390	150	590	340	2,2	0,3	185,4	223,8	223,1
7	2,16	15,5	-3,0	109	407	169	607	311	2,2	0,6	185,4	223,1	223,1
8	2,16	15,5	-3,0	130	390	130	590	340	2,38	0,1	187,1	224,8	223,8
9	2,12	12,7	-2,1	116	409	156	597	339	2,89	0,3	191,4	220,7	220,1

(продолжение таблицы 1)

№	Показатели цикла											
	p_i	p_e	$p_e^{y,\varepsilon}$	p_{max}	p_k	p_x	p_m	p_z	$p_{н.х.}$	$T_{ок}$	T_m	$T_{тк}$
	МПа									К		
1	1,206	1,002	1,002	12,3	0,210	0,205	0,192	0,167	-0,020	-	791	791
2	1,136	0,932	0,936	11,6	0,210	0,205	0,200	0,152	-0,023	747	744	742
3	1,206	1,002	1,007	12,2	0,222	0,217	0,212	0,162	-0,024	740	740	741
4	1,207	1,003	1,008	11,7	0,210	0,205	0,197	0,169	-0,019	748	756	753
5	1,179	0,975	0,978	12,0	0,210	0,205	0,198	0,165	-0,020	750	748	749
6	1,188	0,984	0,987	12,4	0,210	0,206	0,199	0,164	-0,022	748	745	748
7	1,207	1,003	1,003	12,1	0,210	0,205	0,193	0,170	-0,016	723	778	776
8	1,217	1,013	1,018	12,4	0,227	0,222	0,216	0,162	-0,024	731	752	743
9	1,549	1,343	1,347	12,4	0,276	0,270	0,250	0,245	-0,017	737	816	795

(продолжение таблицы 1)

№	Показатели цикла										Примечание
	γ_r	x_w	Q_r	Q_w	$m_{ок}/m_T$	β	$\delta_{пр}$	π_T	$l_{ок}$		
	-	%	Дж/цикл	-	%	%	-	мм			
1	0,016	15,5	240	761	-	-	-	1,82	-	разовый расчет	
2	0,017	15,3	226	712	1,250	47,7	15,5	1,93	127,5	разовый расчет	
3	0,017	15,0	224	736	1,254	47,9	15,1	2,02	127,5	разовый расчет; π_k повы-	
4	0,015	15,3	240	763	1,390	49,5	17,6	1,89	127,5	разовый расчет; α умень-	
5	0,016	15,5	234	743	0,802	37,8	11,2	1,90	132,9	разовый расчет	
6	0,015	15,5	236	747	0,795	37,6	11,0	1,90	132,9	разовый расчет	
7	0,009	15,1	232	738	0,058	4,01	1,57	1,86	139,1	оптимизация по фазам	
8	0,018	14,9	235	740	0,960	40,4	14,8	2,07	120,5	разовый расчет	
9	0,019	13,4	262	869	0,388	18,6	3,51	2,39	135,5	разовый расчет	

Таблица 2 – Разовые расчеты ДОГ с высоким p_k / p_m

Вариант двигателя					
S	D	η_{mk}	n	число клапанов	
М			мин ⁻¹	впуск	выпуск
0,14	0,13	0,721	1800	1	1

№	Исходные и оптимальные значения варьируемых параметров										Показатели цикла		
	α	ε	θ	φ_b	φ'_b	$\varphi_{ок}$	φ_a	φ'_a	π_k	b	g_i	g_e	$g_e^{y,\varepsilon}$
	-	-	°ПКВ							-	-	г/(кВт.ч)	
1	1,7	16,0	-3,9	115	390	-	610	340	3,08	0,3	188,7	210,1	210,1
2	1,7	16,0	-3,9	140	390	160	610	340	3,08	0,3	189,8	211,3	210,7
3	1,7	16,0	-3,9	140	390	150	610	340	3,08	0,3	188,3	210,0	208,5
4	1,7	16,0	-3,9	140	390	150	610	340	3,13	0,3	188,1	209,2	207,8
5	1,7	16,0	-3,9	140	390	140	610	340	3,08	0,3	189,5	212,8	210,5
6	1,7	16,0	-3,9	140	390	140	610	340	3,36	0,3	188,7	209,8	207,6
7	1,7	16,0	-3,9	130	390	130	610	340	3,60	0,3	190,9	212,1	209,5

(продолжение таблицы 2)

№	Показатели цикла											
	p_i	p_e	$p_e^{y,\varepsilon}$	p_{max}	p_k	p_x	p_m	p_e	$p_{н.х.}$	$T_{ок}$	T_m	T_{mk}
	МПа									К		
1	2,042	1,834	1,834	18,1	0,294	0,287	0,201	0,343	0,024	-	879	879
2	2,041	1,833	1,838	18,1	0,295	0,288	0,208	0,331	0,005	775	853	837
3	2,018	1,810	1,823	17,7	0,294	0,287	0,220	0,339	0,019	739	813	775
4	2,059	1,851	1,864	18,0	0,299	0,293	0,224	0,347	0,020	739	813	776
5	1,893	1,686	1,704	16,6	0,294	0,287	0,233	0,306	0,012	688	795	721
6	2,070	1,862	1,882	18,0	0,320	0,313	0,253	0,336	0,015	689	798	722
7	2,070	1,871	1,895	18,2	0,344	0,337	0,283	0,312	0,003	662	780	699

(продолжение таблицы 2)

№	Показатели цикла										Примечание
	γ_r	x_w	Q_r	Q_w	$m_{ок}/m_T$	β	$\delta_{пр}$	π_T	$l_{ок}$		
	-	%	Дж/цикл	-	%	%	-	мм			
1	0,011	13,5	347	1137	0	-	0	1,90	-	базовый	
2	0,010	13,7	351	1162	0,391	14,6	9,6	1,97	136,9	$\varphi_{ок} = 160^\circ$	
3	0,009	13,4	340	1108	1,176	40,6	23,1	2,10	132,9	$\varphi_{ок} = 150^\circ$	
4	0,009	13,2	343	1120	1,179	40,6	23,4	2,12	132,9	$\varphi_{ок} = 150^\circ, \pi_k = 3,13$	
5	0,009	13,2	321	1035	2,376	54,9	35,3	2,24	127,5	$\varphi_{ок} = 140^\circ$	
6	0,009	12,7	336	1085	2,408	55,1	35,2	2,43	127,5	$\varphi_{ок} = 140^\circ, \pi_k = 3,36$	
7	0,009	12,2	331	1059	2,861	55,9	41,8	2,71	120,5	$\varphi_{ок} = 130^\circ, \pi_k = 3,6$	

Здесь $g_e^{y,\varepsilon}$ и $p_e^{y,\varepsilon}$ – эффективные расход топлива и давление двигателя с уменьшенным вентилятором.

Таблица 3 – Результаты расчетов ДОГ

(лимитирующие ограничения при оптимизации $p_{max}^* = 15$, $p_e = 1,6$ МПа)

Вариант двигателя							
S	D	η_{mk}	n	число клапанов			
М		-	мин ⁻¹	расчет 1–5		расчет 6–7	
0,18	0,15	0,653	2400	впуск	выпуск	впуск	выпуск
				2	2	3	1

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ С ОКНОМ В ГИЛЬЗЕ

(продолжение таблицы 3)

№	Исходные и оптимальные значения варьируемых параметров										Показатели цикла		
	α	ε	θ	φ_b	φ'_b	$\varphi_{ок}$	φ_a	φ'_a	π_k	b	g_i	g_e	$g_e^{y,\varepsilon}$
	-	-	°ПКВ							-	-	г/(кВт.ч)	
1	2,17	12,3	-4,1	122	365	-	590	339	3,64		178,5	205,0	205,0
2	2,17	12,3	-4,1	132	391	158	570	331	3,64	0,6	178,4	204,2	203,8
3	2,06	13,1	-4,1	131	395	154	567	317	3,48	0,6	176,9	202,9	202,3
4	2,06	13,1	-4,1	140	365	154	567	317	3,48	0,6	177,0	203,5	202,9
5	2,06	13,1	-4,1	150	395	154	567	317	3,48	0,6	177,3	203,3	202,7
6	2,06	13,1	-4,1	110	395	154	567	317	3,48	0,6	183,1	210,2	209,4
7	2,06	13,1	-4,1	131	395	154	567	317	3,48	0,6	183,5	210,7	210,0

(продолжение таблицы 3)

№	Показатели цикла											
	p_i	p_e	$p_e^{y,\varepsilon}$	p_{max}	p_k	p_x	p_m	p_e	$p_{н.х.}$	$T_{ок}$	T_m	T_{mk}
	МПа									К		
1	1,851	1,612	1,612	15,0	0,325	0,303	0,256	0,273	-0,026	872	-	872
2	1,892	1,653	1,657	15,0	0,324	0,302	0,278	0,276	-0,040	780	841	833
3	1,867	1,628	1,633	15,0	0,310	0,289	0,264	0,270	-0,032	779	833	816
4	1,834	1,595	1,600	14,8	0,310	0,289	0,262	0,267	-0,032	788	848	830
5	1,868	1,629	1,634	15,1	0,310	0,289	0,266	0,268	-0,038	824	805	812
6	1,853	1,614	1,620	15,4	0,311	0,290	0,267	0,211	-0,093	747	883	829
7	1,847	1,608	1,614	15,4	0,311	0,290	0,266	0,207	-0,106	779	865	828

(продолжение таблицы 3)

№	Показатели цикла										Примечание
	γ_r	x_w	Q_r	Q_w	$m_{ок}/m_T$	β	$\delta_{пр}$	π_T	$l_{ок}$	m_K	
	-	%	Дж/цикл	-	%	%	-	мм	г/цикл		
1	0,017	8,4	301	1036	-	-	-	-	-	9,078	базовый, оптимизация
2	0,010	8,2	298	1031	0,330	41,9	7,30	2,62	175,3	9,287	оптимизация по фазам
3	0,007	8,3	299	1028	0,507	41,6	9,92	2,53	173,3	8,621	оптимизация
4	0,010	8,5	300	1032	0,610	41,8	10,9	2,50	173,3	8,482	разовый расчёт
5	0,007	8,5	303	1048	0,630	43,2	9,52	2,56	173,3	8,648	разовый расчёт
6	0,009	8,3	306	1050	0,637	40,2	12,9	2,57	173,3	8,863	разовый расчёт
7	0,009	8,4	308	1068	0,749	41,1	13,1	2,55	173,3	8,852	разовый расчёт

Мощность снижается очень мало – на 2,7%, такое снижение компенсируется ничтожным повышением π_k , конечно, не приводящим к повышению p_{max} выше уровня базового двигателя, g_i при 11–процентной продувке не повышается, а g_e практически не повышается. Повышение степени сжатия на 0,5 (см. расчет 6) восстанавливает p_{max} до уровня базового двигателя (расчет 1), при этом индикаторный и эффективный расходы становятся чуть ниже, чем в базовом двигателе. Отметим, что в отличие от повышения π_k повышение ε не полностью восстанавливает мощность: маленькое падение мощности в расчете 6 имеется, оно составляет 1,8% по сравнению с базовым двигателем.

Под № 7 в таблице приведены результаты оптимизации по фазам газораспределения, включая фазу открытия–закрытия окна (оптимизация выполнялась только по фазам; α , ε , π_k , θ не изменялись). При оптимизации заданное значение требуемого p_e (ограничение $p_e \geq p_e^* = 1,1$ МПа) превышало p_e , которое достижимо при заданных π_k и α . (Таким образом, это оптимизация с целью не только $min g_e$, но и повышения мощности. Можно заметить, что при данном низком уровне p_e цель $min g_e$ обуславливает рациональность повышения p_e , как минимум до 1,2 МПа. Это следует из выявленной и при-

веденной в предыдущих главах зависимости g_e от p_e .

Указанная оптимизация выполнялась при доле окон (по длине окружности) большей по сравнению с предыдущими расчетами: $b=0,6$. (Как бы более протяженное по длине окружности условное окно.) Результаты оптимизации показывают, что при поставленных целях, ширине окна и варьируемых параметрах оптимальным является очень небольшое открытие окна в гильзе: $\varphi_b = 169^\circ$ (высота окна 1 мм), т.е. окно открывается за 11° ПКВ до НМТ и остается открытым 22° ПКВ. Это естественно: при необходимости и отсутствии возможности увеличивать π_k и снижать α "программа не могла" допустить большой продувки. Достигнутое в расчете 7 незначительное улучшение показателей – это не столько результат облегчения выпуска, сколько следствие оптимального выбора фаз газораспределения в оптимизационном расчете 7. Имеется в виду, что найденные в результате оптимизации фазы газораспределения обеспечивают меньший расход топлива, чем рациональные (но не оптимальные) фазы, при которых выполнен «разовый» расчет 1. Учитывая это, из результатов оптимизации сделаем два вывода. В рассматриваемом тракторном ДОГ ($n=1800 \text{ мин}^{-1}$) при $\alpha = const$ и $\pi_k = const$; падение мощности и КПД не происходит только при очень маленьком окне в гильзе. При таком окне в него уходит всего 4,3% выпускных газов (отношение масс $m_{ок}/m_T = 5,8\%$), а продувка составляет 1,6%. Рассмотренные массы, проходящие через окно, можно трактовать и как утечки через механизм, который неплотно закрывает окно в гильзе. Тогда результаты оптимизации трактуются следующим образом: утечки через окно в гильзе в выпускной трубопровод не снижают показателей двигателя.

Другие выводы состоят в том, что при окне, обеспечивающем продувку около 10%, индикаторный КПД не снижается, эффективный практически не снижается, снижение мощности очень мало – 1,8%. При увеличении продувки до 15% падение мощности заметно – около 7%. Ввиду падения p_{max} при продувке в ДОГ можно повысить π_k не превосходя p_{max} базового двигателя. Маленькое – на 15% повышение π_k , при котором p_{max} возрастает до уровня p_{max} базового ДВС, компенсирует падение мощности. Инди-

каторный и эффективный КПД при этом не ниже, чем в базовом двигателе.

Чтобы выяснить возможность дальнейшего повышения продувки, рассчитывался ДОГ с $\varphi_{ок} = 130^\circ$ ПКВ и π_k , повышенным для компенсации расширения окна (расчет 8 в таблице 1). В данном варианте ДОГ с малым p_k/p_m такое расширение окна не привело к повышению продувки. Дело в том, что при столь раннем открытии окна оно открывается в момент интенсивного движения поршня, когда давление в цилиндре ниже давления перед турбиной. Несмотря на более раннее открытие, продувка начинается примерно в тот же момент и количество продувочного воздуха – $0,6 \cdot 10^{-3}$ кг/цикл – практически не отличается от массы продувочного воздуха при $\varphi_{ок} = 140^\circ$ ПКВ. Следовательно, при малых p_k/p_m увеличение продувки сверх 15–18% затруднительно, как минимум, при рассмотренных ширине окна и средних скоростях поршня.

В таблице 2 приведены результаты аналогичных расчетов на перспективном варианте двигателя ЧН 13/14. Этот вариант отличается от рассмотренного выше тем, что в нем допускаются высокие p_{max} и, главное для данных исследований, высокие форсирование ($p_e \approx 1,8$ МПа) и КПД ТК – 0,72. Такой КПД соответствует КПД ТК 0,655 при испытаниях на стенде и двигателю с коэффициентом импульсности 1,1. Отношение p_k/p_m в базовом варианте двигателя (расчет 1, таблица 2) высоко – 1,46. Как видно по расчету 2 таблицы, при продувке около 10% на 42° снижается T_{mk} – температура газов перед турбиной ТК, а вытекание почти 15% продуктов сгорания в окно ($\beta = 14,6$) уменьшает поток газов в выпускной клапан, следовательно, снижает теплонаряженность и этого клапана и головки; мощностные ($p_i, p_e, p_e^{y.e}$) и экономические ($g_i, g_e, g_e^{y.e}$) показатели двигателя практически не снижаются. При большем открытии окна – за 30° ПКВ до НМТ впуска (расчет 3) без снижения показателей экономичности достигается продувка 23%. Мощность (p_e) снижается незначительно – на 1,3%.

При незначительном повышении π_k – с 3,08 до 3,13 – до величины, обеспечивающей восстановление p_{max} в ДОГ до уровня базового двигателя, как показывает расчет 4, все

показатели двигателя, включая мощность, становятся чуть лучше, чем в базовом ДВС. То есть продувка 23% компенсируется при незначительном повышении π_k . Расчеты 5 и 6 показывают, что продувка 35% достигается при $\varphi_{ок} = 140^\circ$. Полная компенсация показателей при такой продувке происходит за счет повышения π_k на 9%. Конечно, в рассматриваемом ДОГ через окно в гильзе выходит большое количество выпускных газов. В расчетах 5 и 6 чисто выпускных газов – без продувочного воздуха – в окно выходит больше, чем через клапан.

Дальнейшее увеличение открытия окна – оно открывается за 50° до НМТ – исследовано расчетом 7. При таком открытии окна увеличение π_k , не приводящее к превышению ρ_{max} (по сравнению с базовым ДВС), составляет 0,52, т.е. 17% π_k . При этом мощность полностью восстанавливается (даже с превышением на 2%), а расход топлива незначительно превышает расход топлива базового ДВС. Если учитывать снижение затрат мощности на охлаждение двигателя, то g_e не повышается. При достигнутой уникально-высокой продувке $\delta_{пр} \approx 42\%$, температура газов, вытекших через выпускной клапан, снизилась на 100° , а температура газов перед турбиной ТК уменьшилась на 180° . 40% выпускных газов вытекает не через выпускной клапан, а через окно в гильзе, что снижает теплонапряжённость выпускного клапана и головки. Снижение теплонапряжённости позволяет значительно повысить мощность двигателя.

Исходя из таблиц 1 и 2, можно заключить, что в дизельном ДОГ, по крайней мере, близких к исследованным по средним скоростям поршня, максимальные величины компенсируемой продувки, видимо, лежат между полученными выше значениями: 15–18% для низких ρ_k / ρ_m и 35–42% для высоких ρ_k / ρ_m .

Исследования дизеля, по уровню ρ_k / ρ_m находящегося между рассмотренными выше вариантами, выполнены применительно к двигателю ЧН 15/18 и приведены в таблице 3. Результаты оптимизации базового двигателя даны в строке 1. В строке 2 содержатся результаты оптимизации ДОГ только по фазам газораспределения при α , ε , π_k , θ в точности соответствующим оптимальным параметрам базового двигателя. В таком ДОГ

(при неизменной мощности вентилятора) улучшение расхода топлива по сравнению с базовым двигателем практически незаметно, а мощности незначительно – на 2,8% выше.

Оптимальное открытие окна в гильзе $\varphi_{ок} = 158^\circ$, т.е. за 22° до НМТ, высота окна 5 мм (заданная условная ширина – 0,6 окружности). Через окно в гильзе вытекает треть газов от массы газов, вытекающих через выпускной клапан ($m_{ок}/m_T$), продувка составляет 7%. Разделение потока выпускных газов и продувка безусловно способствуют снижению теплонапряженности, особенно головки цилиндров. Температура перед турбиной снижается на 39° .

Результаты оптимизации по всем параметрам представлены в строке 3 таблицы. Оптимальный по всем параметрам ДОГ имеет при той же мощности расход топлива несколько лучше, чем в базовом двигателе. Такое улучшение расхода имеется и при той же мощности вентилятора и, тем более, с учетом снижения его необходимой мощности вследствие продувки, которая равна 10%. Температура перед турбиной ТК снижается на 56° . Оптимальное открытие окна значительно: оно открывается за 26° ПКВ до (каждой) НМТ. Масса газов, уходящих в окно, составляет половину массы газов, уходящих в выпускной клапан, следовательно, треть всех выпускных газов. Такая доля газов, выходящих в окно, сравнительно невелика и обусловлена достаточно хорошим выпуском через два выпускных клапана в головке этого дизеля. Чтобы увеличить выпуск через окно можно уменьшить выпуск через выпускные клапаны, лучше всего – их более поздним открытием. Это и сделано в разовых, не оптимизационных расчётах 4 и 5. Как видно по строкам 4 и 5 таблицы 3, увеличение угла начала выпуска по сравнению с оптимальным, практически не снижает расхода топлива и продувки (а при оптимизации, видимо, имеющееся ничтожное снижение расхода будет еще меньше)

Масса газа, выходящего через окно при более позднем открытии выпускного клапана, как и ожидалось, возрастает: происходит ее увеличение с 50 до 63% от массы газов, выходящих через выпускные клапаны.

Дальнейшее увеличение расхода через окно, скорее всего, приведёт к понижению КПД. Существующий диапазон нечувствительности показателей к углу открытия выпускного клапана позволяет изменением этого угла (в пределах диапазона) регулировать соотношение потоков. А именно, для увели-

чения выпуска в окно устанавливать более поздний угол, а для уменьшения этого выпуска – более ранний.

Отметим, что в данном дизеле с двумя выпускными клапанами, видимо, вследствие сравнительно небольшого сопротивления выпуска, доля газов, уходящих в выпускное окно, меньше, чем у дизеля ЧН 13/14.

Окно в гильзе облегчает и так свободный выпуск дизеля ЧН 15/18. Поэтому естественна мысль – облегчить выпуск за счет выпуска: один из двух выпускных клапанов сделать впускным. Казалось бы, это должно, не ухудшая выпуска, облегчить впуск. Расчеты (разовые, неоптимизационные) ДОГ ЧН 15/18 при трех впускных и одном выпускном клапанах, а также окне в гильзе приведены в строках 6 и 7 таблицы 3. Как видно, при таком сочетании клапанов показатели ДОГ оказались ниже, – и чем у ДОГ с равным числом впускных и выпускных клапанов, и чем у базового дизеля. Безусловно, при оптимизации можно найти набор варьируемых параметров, при котором показатели будут близки к базовому дизелю и к оптимальному ДОГ. Однако, улучшение показателей по сравнению с перечисленными вариантами вряд ли возможно. Поэтому оптимизационные расчеты не выполнялись.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жмудяк, Л. М. Способ работы четырёхтактного двигателя внутреннего сгорания / Л.М. Жмудяк Патент №2024773 М.кл. F02B 37/00

№4796343, заяв. 28.02.90; опубл. 15.12.94, бюл. №23.

2. Жмудяк Л.М. Общий подход к оптимизации дизеля на его математической модели // Двигателестроение.–1981.–№ 3.–С. 3–10.

3. Жмудяк Л.М. Методика оптимизации рабочего цикла дизеля на его математической модели // Двигателестроение.–1981.–№ 4.–С. 9–11.

4. Жмудяк Л.М. Исследование возможностей совершенствования рабочих процессов быстроходных дизелей: Дисс. ... к.т.н. (специальность 05.04.02 – тепловые двигатели).- М., 1974.–134 с.

5. Оптимальная по g_e форсировка дизеля / Ройфберг З.М., Жмудяк Л.М., Корсаков И.Ю., Ицекзон Р.Х. // Проблемы совершенствования рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч. конф., 4–6 февраля 1986 г. / МАДИ. –М., 1986.–С. 102–103.

6. Жмудяк Л.М. Оптимизация рабочих процессов дизелей и нетрадиционных ДВС: Дисс. ... д.т.н. (специальности 05.14.04 – промышленная теплоэнергетика и 05.04.02 – тепловые двигатели).- Барнаул.– 1991.–472 с.

7. Жмудяк Л.М. Оптимизация рабочих процессов дизелей и перспективных двигателей на ЭВМ: Учебное пособие / Алт. гос. техн. ун-т им. И.И.Ползунова.– Барнаул, 1992.– 98 с.

8. Жмудяк Л.М. Уравнение первого закона термодинамики для расчета сгорания в ДВС // Сибирский Физико-технический журнал.- 1993.- № 5.- С. 20-25.

Жмудяк Л.М., д.т.н., проф.,

Жмудяк А.Л., к.т.н.,

АлтГТУ им. И.И. Ползунова, Барнаул,

e-mail: ljmoudiak@hotmail.com, тел. (3852)368408.

Работа выполнена в порядке реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы