УДК 621.432

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ С ВЫСОКИМ НАДДУВОМ ПРИ ОГРАНИЧЕНИИ МАКСИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ СГОРАНИЯ

Кригульский Алексей Вячеславович, магистрант,
МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., 64, krigulskiyleha@mail.ru
Кремнев Владислав Владимирович, магистрант,
МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., 64, kremnevvlad@mail.ru
Синявский Владимир Викторович, канд. техн. наук, доц.,
МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., 64, sinvlad@mail.ru

Аннотация. Выполнялось расчетное прогнозирование показателей среднеоборотного дизеля 12ЧН 18,5/28,5, форсированного до величины среднего эффективного давления на номинальном режиме 2,7 МПа. Поскольку максимальное давление сгорания получилось больше предельной величины 22 МПа, проанализированы возможности его снижения за счет перепуска газов, минуя турбину, и запаздывания угла опережения воспламенения. Выбрано сочетание этих двух методов, при котором максимальное давление сгорания снизилось от 30 до 22 МПа и получилось минимальное повышение удельного эффективного расхода топлива. Удельный эффективный расход топлива увеличился на 5 г/кВт.ч, и тем не менее за счет высокого механического КПД высокофорсированного дизеля составил низкую величину 190 г/кВт.ч.

Ключевые слова: форсирование дизеля, высокий наддув, максимальное давление сгорания, перепуск газа мимо турбины, однозонная модель расчета.

FORECASTING OF HIGHLY BOOSTED LOCOMOTIVE DIESEL ENGINE PARAMETERS WITH MAXIMUM COMBUSTION PRESSURE LIMITATION

Krigulsky Alexey V., undergraduate,
MADI, 64, Leningradsky Prosp., Moscow, 125319, Russia, krigulskiyleha@mail.ru
Kremnev Vladislav V., undergraduate,
MADI, 64, Leningradsky Prosp., Moscow, 125319, Russia, kremnevvlad@mail.ru
Sinyavsky Vladimir V., Ph.D., associate professor,
MADI, 64, Leningradsky Prosp., Moscow, 125319, Russia, sinvlad@mail.ru

Abstract. The paper features simulation of the operation parameters of the high boosted 12-cylinder medium-speed diesel engine with cylinder bore 185 mm and stroke 285 mm having the break mean effective pressure 2.7 MPa at the rated operation mode. Since the maximum combustion pressure exceeded the limiting value of 22 MPa, the possibilities of its reduction using the turbine bypass of the exhaust gases and retarding of the ignition advance angle were analyzed. A combination of these two methods was chosen, in which the maximum combustion pressure decreased from 30 to 22 MPa and the minimal growth of the brake specific effective fuel consumption was obtained. The brake specific effective fuel consumption increased by 5 g/kWh, though due to a high mechanical efficiency of the high boosted diesel engine, it had a low value of 190 g/kWh.

Key words: diesel engine boosting, high boost pressure, maximum combustion pressure, turbine bypass of exhaust gases, one-zone simulation model.

Введение

Высокое форсирование наддувом среднеоборотных дизелей улучшает их массогабаритные параметры, а также приводит к снижению расхода топлива, снижению токсичных выбросов и, соответственно, выбросов углекислого газа. При проектировании дизеля необходимо выбрать подходящую систему наддува и методы организации рабочего процесса, обеспечивающие высокие показатели работы и максимальное давление сгорания, не превышающие предельную для данного двигателя величину, что является непростой задачей, если дизель имеет высокую степень сжатия.

Высокое форсирование ДВС может осуществляться как с одноступенчатыми системами наддува с использованием компрессоров высокого давления [1, 2], так и с двухступенчатыми системами наддува [3]. Цель данной работы заключалась в определении расчетным путем показателей разрабатываемого ОАО Пензадизельмаш перспективного тепловозного дизеля 12ЧН 18,5/28,5, имеющего номинальную частоту вращения 1800 мин$^{-1}$ и степень сжатия 16, при его форсировании до величины среднего эффективного давления 2,7 МПа.

Основная часть

Использовалась однозонная модель дизеля, газодизеля, газового двигателя, разработанная в МАДИ [4]. Процессы сжатия-сгорания-расширения рассчитываются на основе 1-го закона термодинамики. Скорость тепловыделения рассчитывается по известной формуле И. Вибе, а потери теплоты в стенке – по коэффициенту теплоотдачи, рассчитанному по известной формуле Г. Вошни. Газообмен рассчитывается квазистационарным методом. Температуры поверхностей цилиндров и среднее давление механических потерь рассчитываются по эмпирическим формулам. Совместная работа двигателя с турбокомпрессором определяется методом итераций с использованием экспериментальных характеристик компрессора и турбины.

Первые прикидочные расчёты показали, что при высокой степени сжатия 16,0 и среднем эффективном давлении 2,7 МПа максимальное давление сгорания p_z значительно превышает допустимый уровень 22,0 МПа. Поэтому была исследована возможность снижения величины p_z за счет запаздывания угла опережения воспламенения и применения регулирования наддува путем перепуска части отработавших газов, минуя турбину. Оба способа позволяет снижать максимальное давление сгорания на режимах, близких к номинальному, вызывая некоторое повышение удельного эффективного расхода топлива. На остальных режимах сохраняется высокая топливная экономичность.

Расчеты проводились на номинальном режиме для дизеля 12ЧН18,5/21,5 при частоте вращения 1800 мин$^{-1}$ и среднем эффективном давлении 2,7 МПа. Задавались длительность тепловыделения φ_z=70 градусов п.к.в. и показатель тепловыделения m=1,0 на основе расчётов, выполненных по программе AVL FIRE для близкого по размерам дизеля 6ЧН20/28 [5]. Для проведения расчетов использовалась характеристика компрессора высокого давления ТК2201 производства ОАО Пензадизельмаш [6].

В таблице 1 приводится расчетная регулировочная характеристика

дизеля по углу опережения воспламенения. Здесь $\theta_{вос}$ – угол опережения воспламенения, p_e – среднее эффективное давление, g_e – удельный эффективный расход топлива, η_i – индикаторный КПД, α – коэффициент избытка воздуха, p_z – максимальное давление сгорания, p_s – давление наддувочного воздуха, $p_т$ – противодавление газов перед турбиной, $p_м$ – среднее давление механических потерь, $T_{рез}$ – результирующая по теплообмену температура, $N_к=N_т$ – мощности компрессора и турбины, π_k – степень повышения давления воздуха в компрессоре, π_t – степень понижения давления газов в турбине, $\eta_к$ – адиабатный КПД компрессора, $\eta_т$ – эффективный КПД турбины, n_p – частота вращения ротора турбокомпрессора, $G_к$ – расход воздуха через турбокомпрессор, $T_т$ – температура газов перед турбиной.

Таблица 1

Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения воспламенения

$\theta_{вос}$	p_e	g_e	η_i	α	p_z	p_s	$p_т$	$p_м$	$T_{рез}$
^{O} п.к.в.	МПа	г/кВт.ч	-	-	МПа	МПА	МПа	МПа	К
18	2,713	184,7	0,511	2.068	30,2	0,313	0,396	0,313	942
16	2,713	184,8	0,511	2.087	29,0	0,314	0,401	0,314	908
14	2,705	185,5	0,510	2.108	27,7	0,314	0,406	0,314	873
12	2,691	186,4	0,508	2.132	26,5	0,315	0,410	0,315	841

Таблица 1 (окончание)

Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения воспламенения

$N_к=N_т$	π_k	π_t	$\eta_к$	$\eta_т$	n_p	$G_к$	$T_т$
кВт	-	-	-	-	мин$^{-1}$	кг/с	К
389	4,51	3,63	0,805	0,775	37200	2,07	806
392	4,44	3,66	0,803	0,775	37400	2,09	807
400	4,59	3,70	0,802	0,775	37600	2,11	809
408	4,64	3,74	0,800	0,775	37800	2,13	811

Как видно из таблицы 1, оптимальный с точки зрения экономичности угол опережения воспламенения $\varphi_{вос}$ равен 18 градусам до ВМТ. При этом максимальное давление сгорание p_z достигает 30,2 МПа, что значительно превышает заданную предельную величину p_z=22 МПа.

При угле $\varphi_{вос}$=12 градусов максимальное значение p_z опускается до уровня 26,5 МПа, то есть на 12,2%, а среднее эффективное давление p_e уменьшается от 2,713 МПа до 2,691 МПа, то есть всего на 0,9%. Аналогично величина удельного эффективного расхода топлива g_e возрастает на 0,9%. При уменьшении $\varphi_{вос}$ от 18 до 12 градусов немного возрастают температура отработавших газов $T_т$ от 806 К до 811 К и среднее давление газа перед турбиной $p_т$ от 0,396 до 0,41 МПа, что приводит к увеличению мощности турбины $N_т$ от 389 до 410 кВт, увеличению частоты вращения ротора $n_р$ от 37200 до 37800 мин$^{-1}$, увеличению давления наддува p_s от 0,427 до 0,441 МПа и в результате – к повышению расхода воздуха через компрессор $G_к$ от 2,07 до 2,13 кг/с, то есть на 3%, а также коэффициента избытка воздуха α от 2,068 до 2,132, то есть на 3%. Последнее замедляет снижение индикаторного КПД η_i, что позволяет получить меньшее снижение величины p_e, чем было бы в случае отсутствии наддува. Адиабатный КПД компрессора $\eta_к$ и эффективный КПД турбины $\eta_т$ меняются незначительно. Также с уменьшением угла $\theta_{вос}$ уменьшается и средняя результирующая по теплообмену температура $T_{рез}$ за весь четырехтактный цикл от 942 до 841 К, то есть на 10,7%, что свидетельствует о заметном снижении тепловых нагрузок на детали двигателя.

Следовательно, целесообразно работать с запаздыванием угла опережения воспламенения на 6…8 градусов по сравнению с оптимальным по топливной экономичности, так как при минимальном ухудшении мощности и экономичности снижаются механические нагрузки в связи с значительным уменьшением p_z и тепловые нагрузки, о которых можно

судить по величине $T_{рез}$.

Полученное при уменьшении угла опережения воспламенения на 6 градусов максимальное давление сгорания p_z по-прежнему велико (26,5 МПа), следовательно, данная мера не позволяет снизить величину p_z до приемлемого уровня 22 МПа без значительной потери мощности и топливной экономичности. Поэтому был рассмотрен метод регулирования наддува путем перепуска части газа в обход турбины. Регулировочная характеристика дизеля по эффективному сечению перепускного клапана перед турбиной $\mu f_{пер}$ при n=1800 мин$^{-1}$ приводится в таблице 2.

Таблица 2

Регулировочная характеристика дизеля по эффективному сечению перепускного клапана перед турбиной

$\mu f_{пер}$	p_e	g_e	η_i	α	p_z	p_s	$p_т$	$p_м$
м^2	МПа	г/кВт.ч	-	-	МПа	МПа	МПа	МПа
0	2,707	183,3	0,516	2,086	28,11	0,426	0,396	0,313
0,0002	2,651	187,3	0,504	1,914	24,47	0,390	0,357	0,302
0,0004	2,639	188,2	0,5	1,726	22,81	0,346	0,312	0,291

Таблица 2 (окончание)

Регулировочная характеристика дизеля по эффективному сечению перепускного клапана перед турбиной

$N_к$=$N_т$	π_k	π_t	η_k	$\eta_т$	$n_к$	$G_к$	$T_т$
кВт	-	-	-	-	мин$^{-1}$	кг/с	К
383	4,49	3,61	0,801	0,775	37800	2,06	805
328	4,12	3,26	0,805	0,775	36000	1,9	843
263	3,66	2,84	0,809	0,774	33800	1,70	877

Применение перепуска при изменении эффективного приходного сечения перепускного клапана $\mu f_{пер}$ от 0 до 0,0004 м^2, как видно из таблицы 2, позволяет заметно уменьшить максимальное давление сгорания p_z от 28,11 до 22,81 МПа, то есть на 19%. При этом среднее эффективное давление снижается от 2,707 до 2,639 МПа, а удельный эффективный расход топлива увеличивается от 183,2 до 188,3 г/кВт.ч, то есть на 2,7%. Ухудшение мощностных и экономических показателей можно объяснить следующей цепочкой взаимодействий. При открытии перепускного клапана перед турбиной часть отработавших газов выходит в атмосферу, снижается давление $p_т$ газов перед турбиной, частота вращения ротора n_p и, следовательно, расход $G_к$ и давление $p_к$ наддувочного воздуха. В результате уменьшается коэффициент избытка воздуха α и как следствие - индикаторный КПД η_i. Также снижается среднее давление механических потерь $p_м$, однако механический КПД возрастает крайне незначительно, примерно на 0,4%, поэтому влияние снижения индикаторного КПД преобладает и топливная экономичность ухудшается. Перепуск газов позволяет в значительно большей степени снизить максимальное давление сгорания, чем уменьшение угла опережения воспламенения. Однако при этом заметно снижается коэффициент избытка воздуха α (в нашем случае от 2,086 до 1,726), что неблагоприятно влияет на токсичные выбросы, а также тепловую напряженность деталей (средняя результирующая по теплообмену температура выросла от 895 до 951 К). Поэтому для получения требуемого величины p_e=2,7 МПа предлагается одновременно использовать перепуск газов, минуя турбину (эффективное проходное сечение перепускного отверстия 0,0003 м^2) и запаздывание угла опережения воспламенения на 6 градусов. В таблице 3 приводятся показатели дизеля на номинальном режиме работы без ограничения и при ограничении максимального давления сгорания.

Таблица 3

Показатели дизеля без ограничения и при ограничении максимального давления сгорания

	$G_{т.ц}$	p_e	g_e	η_i	α	p_z	p_s	$p_т$	$p_м$
	мг/ц	МПа	г/кВт.ч	-	-	МПа	МПА	МПа	МПа
p_z не ограничено	796	2,71	184,8	0,511	2.09	30,0	0,431	0,401	0,314
p_z ограничено	809	2,70	190,0	0,502	1,83	22,0	0,405	0,321	0,278

Таблица 3 (окончание)

Показатели дизеля без ограничения и при ограничении максимального давления сгорания

$T_{рез}$	$\mu f_{пер}$	$N_k=N_t$	π_k	π_t	η_k	$\eta_т$	n_p	$G_к$	$T_т$
К	$м^2$	кВт	-	-	-	-	$мин^{-1}$	кг/с	К
908	0	392	4,44	3,66	0,801	0,775	37400	2,09	807
880	0,003	302	3,9	3,11	0,806	0,778	34500	1,84	845

Выводы

1. Дизель 12ЧН 18,5/21,5 может быть форсирован до величины p_e=2,7 МПа с использованием турбокомпрессора ОАО Пенадизельмаш ТК-2101, но при этом максимальное давление сгорания значительно превышает предельно допустимое значение 22 МПа, что требует принятия мер для его снижения.

2. Запаздывание угла опережения воспламенения θвос на 6 градусов п.к.в. по сравнению с оптимальным позволят снизить величину p_z на 12% при увеличении величины g_e менее чем на 1%. Дальнейшее увеличении $\theta_{вос}$ нецелесообразно, так как величина g_e значительно возрастает.

3. Открытие перепускного клапана перед турбиной с эффективным проходным сечением $\mu f_{пер}$=0,0004 м^2 позволяет снизить величину p_z на 19%. При этом величина ре снижается, а величина g_e увеличивается на 2,7%. Также уменьшается коэффициент избытка воздуха на 17%.

4. При одновременном запаздывании угла опережения воспламенения на 6 градусов п.к.в. и открытии перепускного капана перед турбиной на величину $\mu f_{пер}$ =0,0003 м^2 удается снизить величину p_z до 22,0 МПа. При этом величина g_e возрастает на 2,6%, но имеет низкое значение 190 г/кВт.ч. Также обеспечивается достаточно высокий коэффициент избытка воздуха 1,833.

Список литературы

1. Синявский, В.В. Форсирование двигателей Системы и агрегаты наддува: учебное пособие / В.В. Синявский, И.Е. Иванов. – М.: МАДИ, 2016. – 112 с.

2. Синявский, В.В. Выбор системы наддува для форсированного тепловозного газодизеля / В.В. Синявский, В.А. Потапов // Наукоград НАУКА ПРОИЗВОДСТВО ОБЩЕСТВО. – 2017. – № 2(12). – с. 19-24.

3. Григоров, И.Н. Создание систем двухступенчатого наддува высокофорсированных дизелей различного назначения: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / И.Н. Григоров; МГТУ МАМИ. – М., 2018. – 119 с.

4. V.V. Sinyavski, M.G. Shatrov, A.Y. Dunin, I.G. Shishlov, A.V.Vakulenko. A zero-dimensional model for internal combustion engine simulation and some modeling results. International Conference on Engineering Management of Communication and Technology (EMCTECH), Vienna, Austria, 2020, pp. 1-6.

5. Шатров, М.Г. Выбор рабочего процесса для среднеоборотного двигателя, питаемого природным газом / М.Г. Шатров, В.В. Синявский, И.Г. Шишлов, А.В. Вакуленко, М.С. Репин // Наукоград НАУКА ПРОИЗВОДСТВО ОБЩЕСТВО. – 2018. – №2 (16). – с. 9-15.

6. Шатров, М.Г. Прогнозирование показателей перспективного высокофорсированного дизеля 6ЧН20/28 с турбокомпрессором высокого давления / Шатров, М.Г., Синявский, В.В., Перов, К.Ю., Алимов, И.В. // 7-Е ЛУКАНИНСКИЕ ЧТЕНИЯ. РЕШЕНИЕ ЭНЕРГО-ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПРОБЛЕМ В

АВТОТРАНСПОРТНОМ КОМПЛЕКСЕ: тезисы докладов Международной научно-технической конференции, Москва, 02 февраля 2015 г. – М.: МАДИ, 2015. – с. 85-86.

Reference

1. Sinyavski V.V., Ivanov I.E. *Forsirovaniye dvigateley Sistemy i agregaty nadduva* (Boosting of engines. Charging systems and units), Moscow, MADI, 2016, 112 p.

2. Sinyavsky V.V., Potapov V.A. *Naukograd NAUKA PROIZVODSTVO OBSHCHESTVO,* 2017, No. 2 (12). pp. 21-26.

3. Grigorov I.N. *Sozdaniye sistem dvukhstupenchatogo nadduva vysokoforsirovannykh dizeley razlichnogo naznacheniya* (Development of two-stage turbocharging systems of high-performance diesel engines for various purposes), Doctor's thesis, Moscow, MGTU MAMI, 2018, 119 p.

4. Sinyavski V.V., Shatrov M.G., Dunin A.Y., Shishlov I.G., Vakulenko A.V. A zero-dimensional model for internal combustion engine simulation and some modeling results. International Conference on Engineering Management of Communication and Technology (EMCTECH), Vienna, Austria, 2020, pp. 1-6.

5. Shatrov M.G., Sinyavsky V.V., Shishlov I.G., Vakulenko A.V., Repin M.S. *Naukograd NAUKA PROIZVODSTVO OBSHCHESTVO*, 2018, No. 2 (16), pp. 9-15.

6. Shatrov M.G., Sinyavsky V.V., Perov K.Yu, Alimov I.V. *7-Ye LUKANINSKIYe CHTENIYA. RESHENIYe ENERGO-EKOLOGICHESKIKH PROBLEM V AVTOTRANSPORTNOM KOMPLEKSE: tezisy dokladov*, Moscow, MADI, 2015, pp. 85-86.

Рецензент: Л.М. Матюхин, канд. техн. наук, доц., МАДИ