

УДК 621.432

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ С ДВУХСТУПЕНЧАТЫМ НАДДУВОМ

Кригульский Алексей Вячеславович, магистрант,
МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., 64, krigulskiyleha@mail.ru

Синявский Владимир Викторович, канд. техн. наук, доц.,
МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., 64, sinvlad@mail.ru

Аннотация. Выполнен сравнительный расчетный анализ показателей дизеля Д200, форсированного до среднего эффективного давления 2,7 МПа, с одноступенчатой и двухступенчатой системами наддува. Подобраны турбокомпрессоры для первой и второй ступеней системы наддува. Расчеты проводились по модели 4-тактного цикла дизеля МАДИ. С обеими системами наддува получены близкие результаты топливной экономичности. Для двухступенчатой системы наддува получены более высокие значения давления наддува, коэффициента избытка воздуха, меньшая температура наддувочного воздуха. Показано, что имеются возможности дальнейшего форсирования дизеля с двухступенчатой системой наддува, в то время как для одноступенчатой системы они исчерпаны.

Ключевые слова: двухступенчатая система наддува, турбокомпрессор первой и второй ступеней, однозонная модель расчета 4-тактного цикла дизеля, характеристика компрессора.

FORECASTING OF OPERATING PARAMETERS OF A MEDIUM- SPEED DIESEL ENGINE WITH TWO-STAGE TURBOCHARGING SYSTEM

Krigulsky Alexey V., undergraduate,
MADI, 64, Leningradsky Prosp., Moscow, 125319, Russia, krigulskiyleha@mail.ru

Sinyavsky Vladimir V., Ph.D., associate professor,
MADI, 64, Leningradsky Prosp., Moscow, 125319, Russia, sinvlad@mail.ru

Abstract. A comparative computational analysis of the parameters of the boosted D200 diesel engine having an average brake effective pressure of 2.7 MPa with one-stage and two-stage turbocharging systems has been carried out. Turbochargers for the first and second stages of the turbocharging system were selected. The calculations were performed using the model of the diesel engine 4-stroke cycle developed at MADI. The fuel efficiency results are similar with both turbocharging systems. For the two-stage turbocharging system, higher values of boost pressure, excess air ratio and lower boost air temperature were obtained. There were prospects for further power augmentation of the diesel engine with the two-stage turbocharging system, while the diesel engine with the one-stage system practically could not have any more power.

Key words: two-stage turbocharging system, turbochargers of the first and second stages, one-zone model for diesel engine four-stroke cycle calculation, compressor maps.

Введение

Необходимость увеличения форсирования наддувом дизелей вызвана повышением требований к тяговым характеристикам транспортных средств, ограничениями по массе и габаритам при установке ДВС, повышением при форсировании ДВС их топливной экономичности и как следствие - снижением токсичных выбросов и выбросов CO₂.

Современные турбокомпрессоры обеспечивают давление наддува 2,5...3,5 МПа, что позволяет форсировать дизели до среднего эффективного давления p_e порядка 2,0 МПа. Перспективные дизели проектируются под величину $p_e=2,7$ МПа и выше, а это уже требует давления наддува больше 5 МПа. Такое могут обеспечить специальные турбокомпрессоры высокого давления компании АВВ, имеющие давление наддува порядка 5...6 МПа или двухступенчатые компрессоры, имеющие осевую и центробежную ступени, например, модель ТК-2202, разработанные ОАО ПЕНЗАДИЗЕЛЬМАШ [1]. В последнее время на дизелях все шире применяется цикл Миллера для снижения выбросов NO_x, что в связи с ранним закрытием впускных клапанов приводит к ухудшению наполнения. Это можно компенсировать высоким давлением наддува, которое может обеспечить двухступенчатая система [2]. Схема

двухступенчатой системы наддува, включающей два последовательно расположенных турбокомпрессора, представлена на рис. 1. В связи с установкой охладителя наддувочного воздуха (ОНВ) после компрессора каждой ступени снижается температура наддувочного воздуха и повышается общий КПД системы наддува.

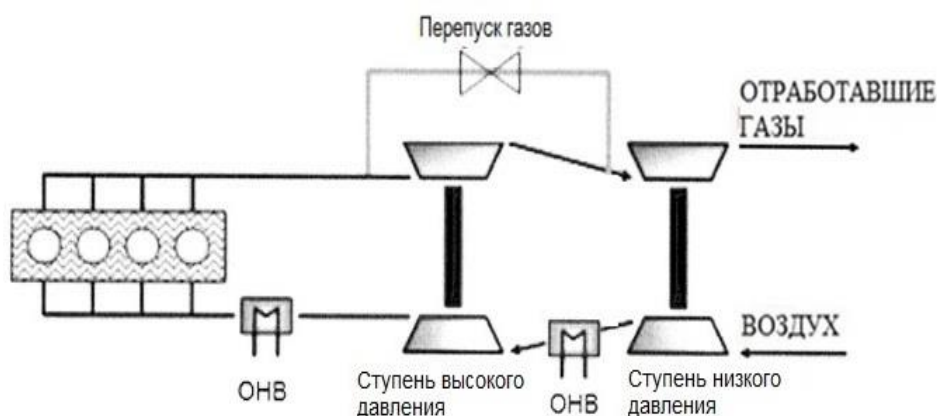


Рис.1. Схема системы двухступенчатого наддува

На рисунке 2 представлено сравнение эквивалентного КПД системы одноступенчатого наддува с турбокомпрессором высокого давления A100-M и системы двухступенчатого наддува Power2 800-M, обеспечивающей две степени повышения давления наддува (ПИК) 9 и 12, а также при использовании цикла Миллера с углом закрытия впускного клапана (ЗВК) 55 и 79° до НМТ [3].

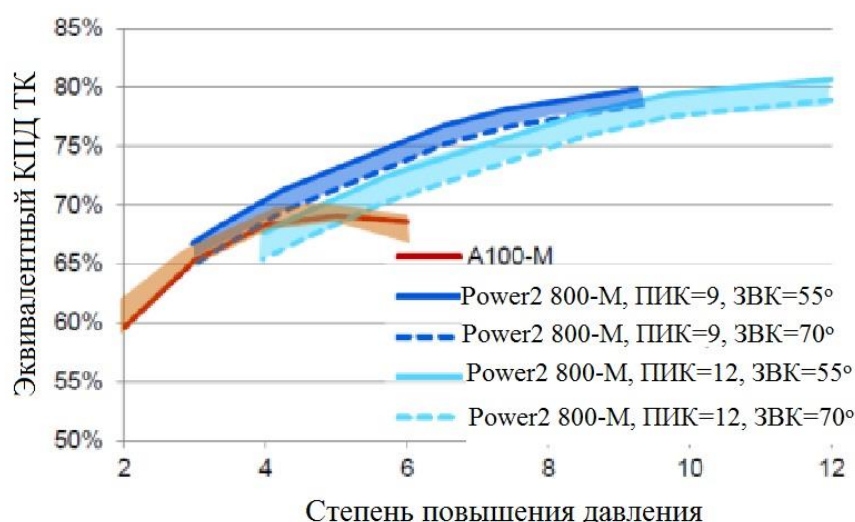


Рис.2. Зависимости эквивалентного КПД системы одноступенчатого и двухступенчатого наддува от степени повышения давления воздуха

Как видно из рис. 2, одноступенчатая система наддува позволяет получить максимальную степень повышения давления $\pi_k=6$, а двухступенчатые системы наддува – 9 и 12. При этом, начиная с величины $\pi_k=4$, эквивалентный КПД двухступенчатой системы наддува будет выше.

Для сравнения эффективности использования на перспективном высокофорсированном тепловозном дизеле Д200 (6ЧН20/28) одноступенчатой и двухступенчатой систем наддува проведено прогнозирование его показателей при использовании однозонной модели 4-тактного цикла дизеля МАДИ [4]. Можно сформулировать следующие цель и задачи данной работы:

Цель:

Определить расчетным путем целесообразность применения на дизеле Д200 систем одноступенчатого и двухступенчатого наддува.

Задачи:

1. Подобрать турбокомпрессоры для первой и второй ступеней двухступенчатой системы наддува дизеля Д200.
2. Рассчитать показатели дизеля Д200 с одно- и двухступенчатой системами наддува и сравнить их с точки зрения топливной экономичности, механической и тепловой напряженности, а также возможности дальнейшего форсирования дизеля.

Основная часть

Использовалась однозонная модель расчета 4-тактного цикла МАДИ [4], основанная на 1-м законе термодинамики в дифференциальной форме. Скорость тепловыделения рассчитывается по эмпирической формуле И.Вибе, теплообмен между зарядом и стенками – по эмпирической формуле Г. Вошни. Для расчета средней температуры поверхностей в цилиндре, среднего давления механических потерь, гидравлических потерь в системах впуска-выпуска используются эмпирические формулы. Истечение газа через клапаны принимается квазистационарным,

учитываются возможности дозарядки, продувки, заброса газов, обратного выброса

Для расчета показателей дизеля Д200 с одноступенчатой системой наддува использовался разработанный для него турбокомпрессор высокого давления ТК2202 ОАО ПЕНЗАДИЗЕЛЬМАШ. Характеристика компрессора [1] представлена на рис.3. Для двухступенчатой системы наддува выбирались турбокомпрессоры из числа стандартных моделей, выпускаемых в России для среднеоборотных дизелей. Для второй ступени выбран турбокомпрессор ТК18В-15. В идеале компрессор первой ступени должен иметь характеристику, наклонённую вправо, поскольку приведенный расход воздуха $G_{в.пр}$ первой ступени в 1,5...2 раза больше, чем второй. В этом случае диаметры колес турбокомпрессора первой ступени будут ненамного больше, чем второй. Но поскольку таких агрегатов наддува, подходящих для дизеля Д200, в России не выпускают, был выбран турбокомпрессор больших размеров ТК30Н-17. На рис. 4 представлены характеристики компрессоров ТК30Н-17 и ТК18В-15. Для всех трех турбокомпрессоров на рис.3 и 4 показано положение рабочей точки при совместной работе с дизелем Д200, форсированным до величины $p_e=2,7$ МПа на номинальном режиме, которое получено по результатам расчетов, описанных ниже.

Расчеты проводились при поздних по сравнению с оптимальными по топливной экономичности углах опережения воспламенения, чтобы максимальное давление сгорания не превышало предельный для данного двигателя уровень 22 МПа. В таблице 1 представлены результаты расчета показателей дизелей и турбокомпрессоров с одноступенчатой и двухступенчатой системами наддува.

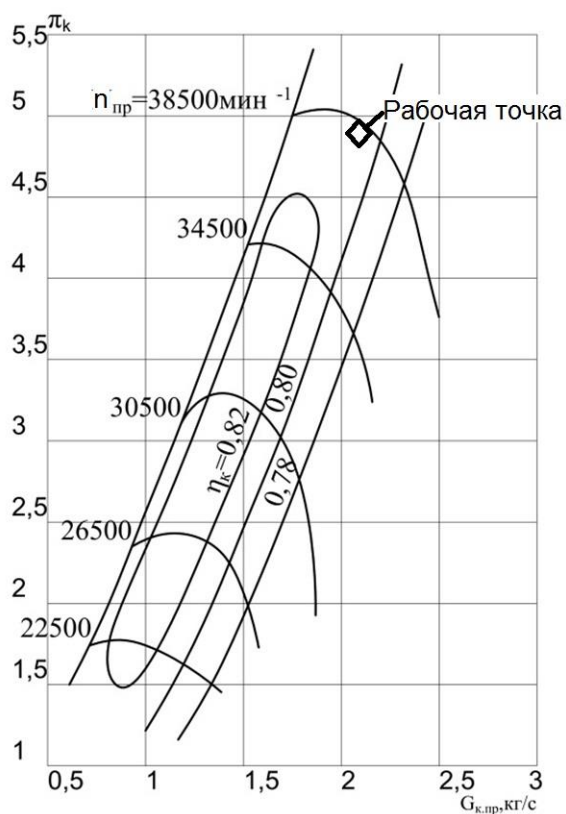


Рис.3. Характеристика компрессора ТК2202 для одноступенчатой системы наддува

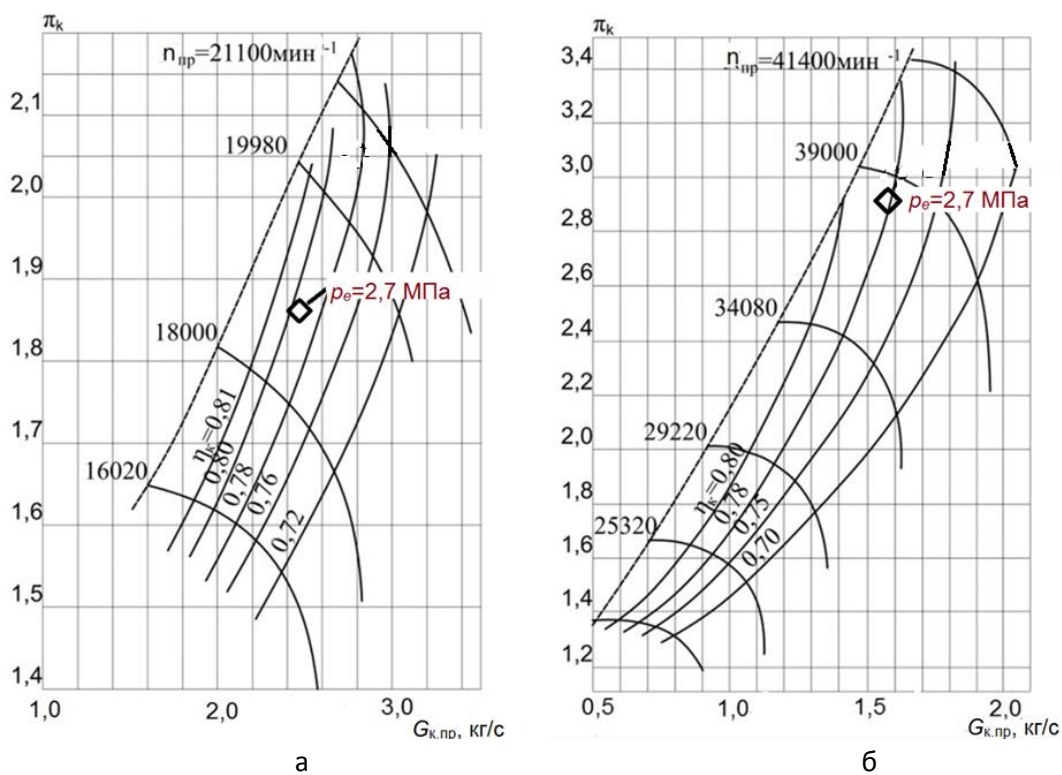


Рис.4. Характеристики компрессоров ТК30Н-17 (а) для 1-й ступени и ТК18В-15 (б) для 2-й ступени двухступенчатой системы наддува

Здесь приводятся следующие величины: давление наддувочного воздуха p_k и газов перед турбиной p_t , индикаторный КПД η_i , коэффициент избытка воздуха α , максимальное давление сгорания p_z , удельный эффективный расход топлива g_e , температура наддувочного воздуха T_k и газов перед турбиной T_t , степень повышения давления воздуха в компрессоре π_k и снижения давления газов в турбине π_t , частота вращения ротора $n_{рот}$, приведенный расход воздуха $G_{в.пр}$, адиабатный КПД компрессора η_k .

Таблица 1

Показатели работы дизеля с одноступенчатой и двухступенчатой системами наддува при $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e=2,7 \text{ МПа}$

Параметры	p_k , МПа	p_t , МПа	η_i	α	p_z , МПа	g_e , г/кВт.ч	T_k , К	T_t , К
1-ступенчатая система наддува	0,466	0,430	0,494	2,47	21,9	183	348	781
2-ступенчатая система наддува	0,497	0,400	0,495	2,51	21,8	184,5	326	796

Таблица 1 (окончание)

Показатели работы дизеля с одноступенчатой и двухступенчатой системами наддува при $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e=2,7 \text{ МПа}$

Параметры системы наддува		π_k	π_t	$n_{рот}$, мин^{-1}	$G_{в.пр}$, кг/с	η_k
1-ступенчатая система		4,90	4,10	38000	2,04	0,81
2-ступенчатая система	ТКР 1-й ступени	1,83	1,56	19000	2,42	0,795
	ТКР 2-й ступени	2,88	2,47	39100	1,55	0,787

Как видно из таблицы 1, обе системы наддува обеспечивают близкие значения удельного эффективного расхода топлива: для одноступенчатой системы 183 г/кВт.ч, а двухступенчатой - 184,5 г/кВт.ч. Более низкие значения g_e в одноступенчатой системе можно объяснить тем, что в ней получился более высокий КПД компрессора 0,81, в то время как в двухступенчатой системе КПД компрессоров 1-й и 2-й ступеней равны, соответственно, 0,795 и 0,787, поскольку это турбокомпрессоры более старшего поколения. В двухступенчатой системе получается несколько большее давление наддува, чем в одноступенчатой (0,497 и 0,466 МПа) и больший коэффициент избытка воздуха (2,51 и 2,47). Получены безопасные для прочности двигателя и турбокомпрессора частоты вращения роторов турбокомпрессоров, температуры отработавших газов, запасы по помпажу. Как видно из рис.3, частота вращения ротора в рабочей точке близка к максимальной, поэтому дальнейшее повышение форсирования дизеля с одноступенчатой системой наддува невозможно, в то время как в турбокомпрессорах двухступенчатой системы наддува частоты вращения роторов в рабочих точках заметно меньше предельных значений (рис.4), что дает возможность дальнейшего форсирования дизеля.

Выводы

Для двухступенчатой системы наддува в качестве 1-й ступени выбран турбокомпрессор ТК30Н-17, а для 2-й ступени и ТК18В-15.

В дизеле 6ЧН20/28 с одно- и двухступенчатой системами наддува можно получить величину среднего эффективного давления $p_e=2,7$ МПа и близкие значения удельного эффективного расхода топлива $g_e=183...184,5$ г/кВт.ч. В двухступенчатой системе получается несколько большее давление наддува. Получены безопасные для прочности двигателя и турбокомпрессора величины максимального давления сгорания, частоты вращения роторов турбокомпрессоров, температуры отработавших газов, запаса по помпажу.

Показано, что имеются возможности дальнейшего форсирования дизеля с двухступенчатой системой наддува, в то время как для одноступенчатой системы они исчерпаны.

Список литературы

1. 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.
2. 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.
3. T. Behr, M. Kahi, A. Reichl, M. Hubacher. Second generation of two-stage turbocharging Power2 systems for medium speed gas and diesel engines, CIMAC 2013, Shanghai, Paper 134.
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. Material of International Conference on Engineering Management of Communication and Technology (EMCTECH), Vienna, Austria, 2020, pp. 1-6.

Reference

1. 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. .
2. I.N. Grigorov. Creation of two-stage turbocharging systems for highly boosted diesel engines for various purposes: PgD thesis: 05.04.02. M. MGTU MAMI. 2018. 119 p.
3. T. Behr, M. Kahi, A. Reichl, M. Hubacher. Second generation of two-stage turbocharging Power2 systems for medium speed gas and diesel engines, CIMAC 2013, Shanghai, Paper 134.
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. Material of International Conference on Engineering Management of Communication and Technology (EMCTECH), Vienna, Austria, 2020, pp. 1-6.

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