

ОБЗОР ДОКЛАДОВ ПО ГАЗОТУРБИННОМУ НАДДУВУ НА КОНГРЕССЕ СИМАС 2007

Г.Е. Ципленкин, к.т.н., Р.С. Дейч, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н., А.А. Коженков, инженер
ООО «Турбоком»

Регистровая система наддува является эффективным средством решения проблем согласования турбокомпрессора и высокофорсированных дизелей. По сигналу электронной системы управления двигателем турбокомпрессоры в зависимости от режима работы подключаются или отключаются заслонками со стороны выпускных газов и наддувочного воздуха. При этом система наддува обеспечивает хорошее согласование с характеристиками двигателя не только на постоянном режиме, но значительно улучшает работу двигателя в переходных процессах. Эта система широко используется рядом фирм. В частности, фирма MTU выпускает двигатели типа 2000, 4000 и 8000 [6–9]. Они применяются на яхтах, коммерческих судах, кораблях военно-морского флота. Совершенствование регистрового наддува и аккумуляторного впрыска топлива позволили выполнить дальнейшую форсировку двигателей, улучшить топливную экономичность и значительно снизить выбросы NO_x , удовлетворяющие требованиям Агентства по охране окружающей среды (EPA) и Международной морской организации (ИМО).

(Продолжение. Начало в № 1, 2 2008 г.)

Ряд фирм представили на конгрессе СИМАС 2007 доклады по разработке новых рядов турбокомпрессоров и результатов их эксплуатации [11, 12, 15] по расширению диапазона рабочей характеристики компрессора [13] и по применению комплекса расчетных программ для доводки газодинамики проточной части и обеспечения прочности и надежности турбокомпрессора [11, 12, 14–17].

6. Разработка быстроходного дизеля 20V8000M71 [6]

В 2001 г. фирма MTU поставила на рынок дизели 20V8000M70 мощностью 8200 кВт для торговых судов. В результате заинтересованности потребителя в больших мощностях и тенденции снижения выбросов была разработана модификация 20V8000M71 мощностью 9100 кВт, при перегрузке — 10 000 кВт. Увеличение мощности на 11 % было достигнуто за счет увеличения среднего эффективного давления до 27,3 бар на номинальной мощности и до 30,1 бар при

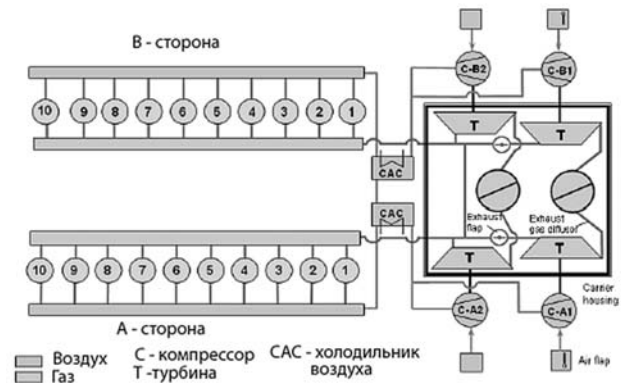


Рис. 22. Схема регистрового наддува

перегрузке, повышение давления наддува с 3,7 до 4,1 бар и достижения максимального давления сгорания 230 бар.

Как показано на схеме регистрового наддува (рис. 22), двигатель оборудован четырьмя турбокомпрессорами: два турбокомпрессора работают постоянно, два других турбокомпрессора могут быть задействованы, когда потребуется. В результате такой гибкой системы наддува двигатели серии 8000 могут иметь очень высокий крутящий момент на низких частотах вращения двигателя, что делает его в высокой степени маневренным и пригодным для широкой области применения.

Принципы проектирования, принятые фирмой MTU при разработке турбокомпрессоров серии ZR265, описаны в источнике [7]. Расчетные параметры установлены для окружной скорости ком-

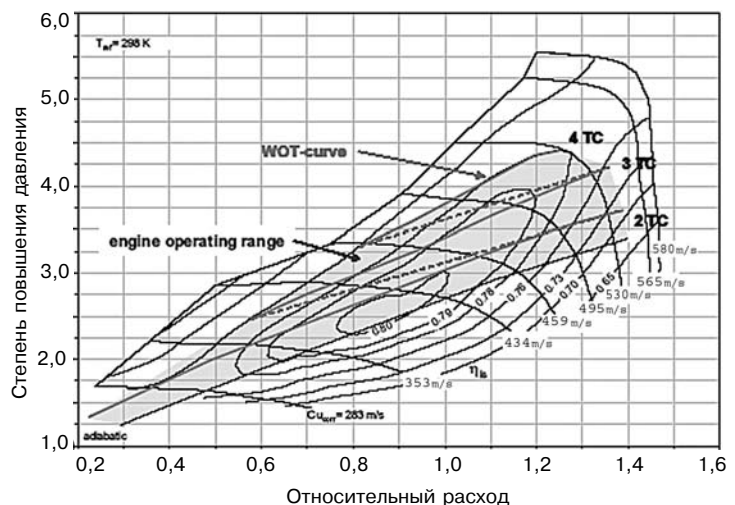


Рис. 23. Характеристика компрессора с областью работы двигателя

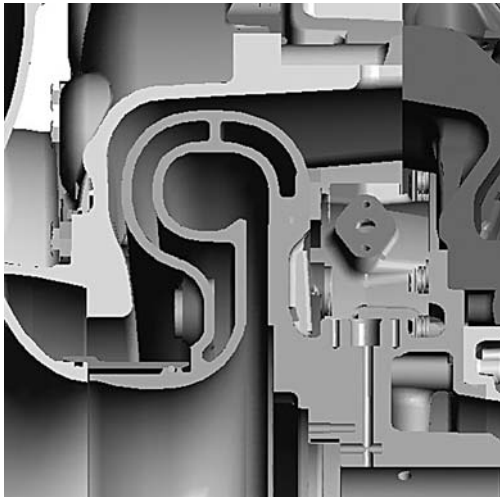


Рис. 24. Двустенный охлаждаемый водой корпус компрессора с окружающими литыми элементами

прессора 560 м/с и турбины 510 м/с. Как видно из характеристики компрессора (рис. 23), изотропический КПД компрессора достигает более 78 % в основной рабочей зоне двигателя.

Турбокомпрессоры, установленные на двигателе 20V8000M71, имеют охлаждаемый водой корпус компрессора. Наддувочный воздух уже частично охлаждается в нем. Регистровая система наддува с тремя рабочими зонами при работе двух, трех и четырех турбокомпрессоров имеет расширенную характеристику компрессора, которая обеспечивается безлопаточным диффузором.

В соответствии с рекомендациями Международной Морской организации по безопасности жизни на море температура поверхностей оборудования двигателя не должна превышать 220 °С, чтобы избежать возгорания топлива и масла при их утечке из двигателя.

Двигатель 20V8000 спроектирован для продолжительной работы без уменьшения мощности при температуре воздуха на входе 45 °С. Такие внешние условия ведут к возрастанию температуры воздуха на выходе из компрессора до 250 °С на номинальной мощности и 270 °С при 10 % перегрузке. Чтобы обеспечить классификационные требования по безопасности, корпус компрессора, трубопроводы и холодильник наддувочного воздуха выполнены с двойными стенками и охлаждаются водой. Температура на соответствующих поверхностях турбокомпрессора существенно ниже допустимого предела. Задачей проектирования было разместить охлаждаемый водой корпус компрессора в имеющееся пространство. На рис. 24 показаны корпус компрессора, а также окружающие литые элементы в этом оптимизированном варианте установки. Такая плотная компоновка стала возможной благодаря разработке турбокомпрессоров самой фирмой MTU.

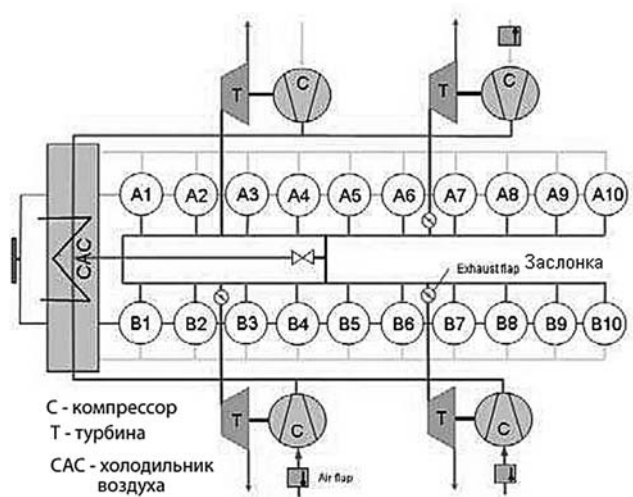


Рис. 25. Схема регистровой наддува

Чтобы удовлетворить требование потребителя по увеличению срока службы турбокомпрессора, материал колеса компрессора был заменен с алюминия на титан.

7. Будущий потенциал судовых двигателей серии 4000 [8]

Фирма MTU выпускает двигатели типа 4000 с 1997 г. В сравнении с выпускаемыми двигателями цилиндровая мощность новой модификации увеличена на 26 % при незначительном увеличении средней скорости поршня и объема цилиндра. Это соответствует среднему эффективному давлению 30 бар.

При максимальной мощности одноступенчатые турбокомпрессоры создают давление 4,5 бар. Охлаждаемые водой корпус компрессора, тракт наддувочного воздуха и холодильник обеспечивают температуру поверхностей ниже 220 °С даже при высоких температурах окружающей среды так же, как и на двигателях типа 8000. Эта неоднократно проверенная конструкция вполне отвечает требованиям судового применения (полная газоплотность, низкие температуры поверхностей, малое количество рассеиваемого тепла и длительные промежутки работы). Система выхлопного тракта и ее поперечные соединения были оптимизированы с использованием переходных трехмерных расчетов динамики жидкости (CFD). Целью расчетов была оптимизация распределения потоков в турбине и минимизация потерь одновременно.

Схема системы наддува (рис. 25) по компоновке отличается от двигателя типа 8000. В зависимости от частоты вращения двигателя и крутящего момента характеристика компрессора разделена на четыре зоны, соответствующие работе с одним, двумя, тремя и четырьмя турбокомпрессорами (рис. 26). С увеличением скорости двигателя быстрое переключение газовых и

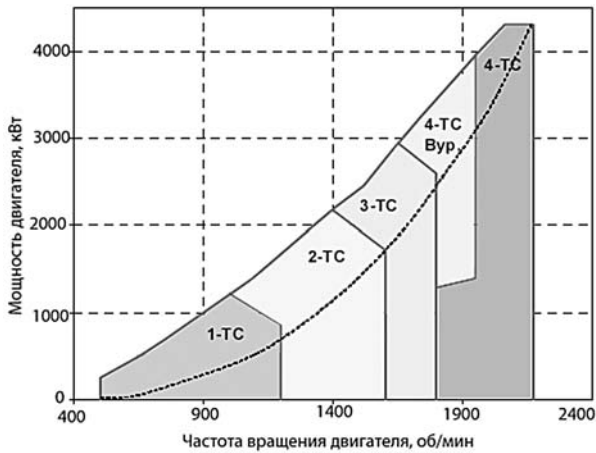


Рис. 26. Характеристика двигателя

воздушных заслонок двигателя позволяет пройти через различные зоны характеристик. Подбор пропускной способности турбины позволяет увеличить давление наддува и обеспечить хорошую приемистость судна, и в то же время оптимизировать выбросы двигателя при полной нагрузке.

В большей части характеристик двигателя турбокомпрессор работает с оптимальным КПД (рис. 27), что дает более высокий КПД двигателя. Система постоянного давления обеспечивает почти постоянное давление перед турбиной и оптимальный КПД турбины. При работе с 4-мя турбокомпрессорами клапан перепуска еще больше увеличивает КПД турбокомпрессора. Если частота вращения двигателя падает ниже заданного предела, то открывается обводной трубопровод (байпас) от входа в холодильник к выпускному коллектору. Некоторое количество воздуха из компрессора поступает прямо на турбину. Общее количество воздуха увеличивается, рабочие точки компрессора перемещаются в зону более высокого КПД. В соответствующей зоне характеристики

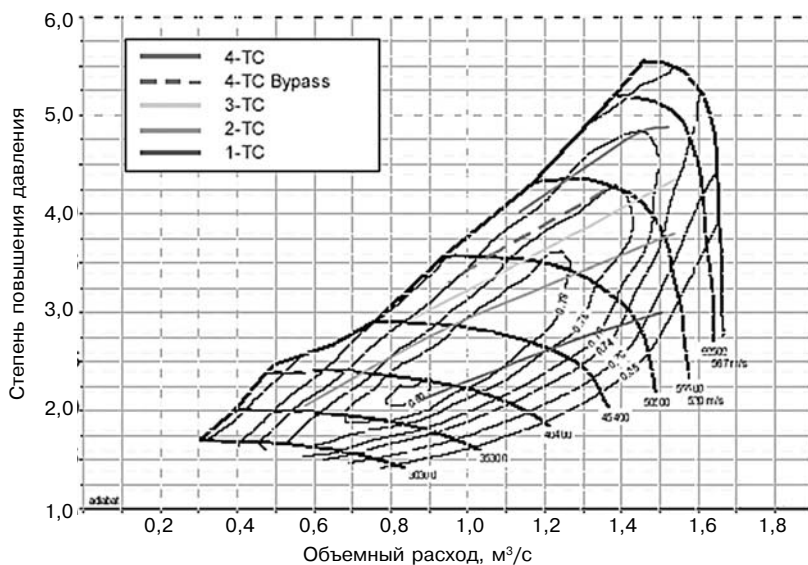


Рис. 27. Характеристика компрессора

двигателя это приводит к уменьшению расхода топлива, снижению термической нагрузки и уменьшению выбросов двигателя.

Двигатели типа 2000 также используют регистровую систему наддува с турбокомпрессором ZR125 [9]. Для 8- и 10-цилиндровых двигателей наддув осуществляется двумя турбокомпрессорами, для 12- и 16-цилиндровых двигателей — тремя турбокомпрессорами.

8. Моделирование переходного процесса регистровой системы наддува с учетом помпажа компрессора [10]

Доклад посвящен изучению помпажа компрессора при переключении системы регистрового наддува с одного турбокомпрессора на два. Исследования выполнены на основе моделирования работы компрессора во время процесса переключения и при испытании на стенде с двумя турбокомпрессорами, оборудованном камерой сгорания, заслонками и посторонним источником воздуха.

Модель регистровой системы наддува включает в себя модели центробежного компрессора, объема повышенного давления за ним, дросселя (заслонки), камеры сгорания и турбины. Для динамической модели помпажа характеристика компрессора рассчитывается в области неустойчивой работы компрессора, в том числе и в зоне отрицательных расходов, с помощью использования полиномиальных уравнений третьего и второго порядка. Для описания работы компрессора в динамических условиях и моделирования время запаздывания реакции компрессора, добавляется модель неустановившегося отклика первого порядка. Разработка модели компрессора основана на публикациях в журналах ASME.

Модель области повышенного давления основывается на методе «наполнения и опоражнивания», который рассматривает область повышенного давления как непрерывный ряд элементарных объемов. Преобразуя уравнения сохранения расхода и энергии рабочей среды, внутренняя энергия которой является функцией температуры и давления, выводятся соотношения для производной давления и температуры по времени открытой термодинамической системы.

Одномерной моделью дросселя является отверстие с эквивалентной пропускной способностью. Используя уравнение энергии от входа до критического сечения дросселя для изоэнтропического установившегося

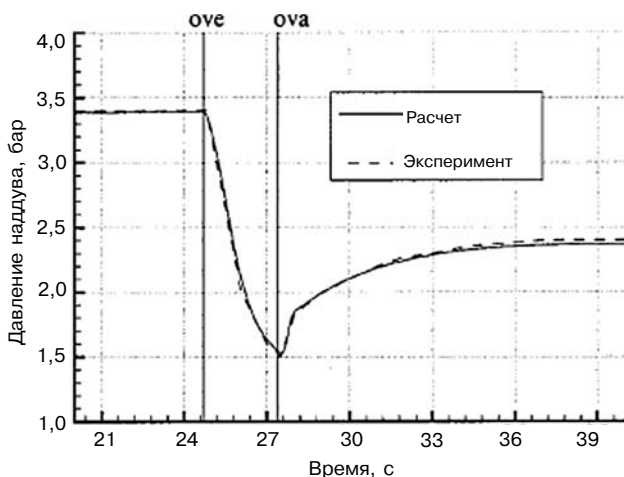


Рис. 28. Давление наддува со сдвигом 2,7 с

ся течения, рассчитывается коэффициент расхода через него. В зависимости от отношения давлений перед дросселем и за ним течение будет дозвуковым, звуковым или сверхзвуковым, и расход определяется соответствующими уравнениями.

Модель камеры сгорания основывается также на методе «наполнения и опораживания».

КПД турбины и ее пропускная способность являются функцией степени расширения и коэффициента окружной скорости. Турбина рассматривается как сопло. А скорость турбокомпрессора получается интегрированием уравнения сохранения углового момента, определяющего динамику турбокомпрессора.

Переходный процесс фиксируется изменением частоты вращения турбокомпрессоров и давлением наддува в системе (рис. 28), а также траекторией степени повышения давления в зависимости от расхода на характеристике компрессора (рис. 29 и 30). Результаты моделирования сопоставлялись с экспериментальными данными и показали хорошее совпадение. Установлено, что короткая задержка между открытиями выпускного и впуск-

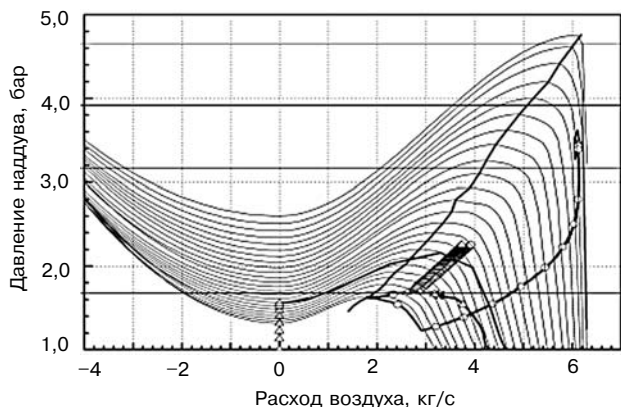


Рис. 29. Предсказанная траектория степени повышения давления в зависимости от расхода на характеристике компрессора при задержке 2,7 с

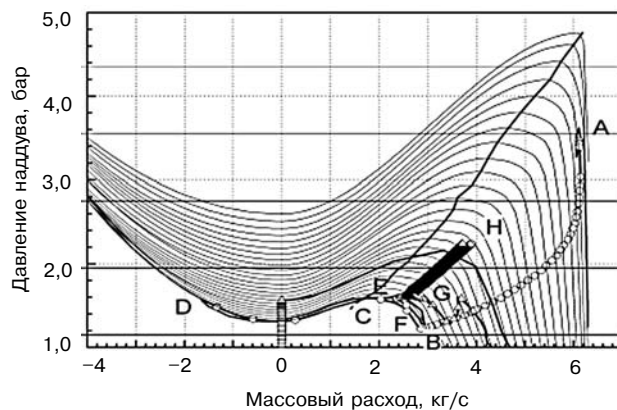


Рис. 30. Предсказанная траектория степени повышения давления в зависимости от расхода на характеристике компрессора при задержке 2,8 с

ного клапанов будет стимулировать помпаж компрессора второго турбокомпрессора, длинная задержка — помпаж компрессора первого турбокомпрессора, а промежуточная по величине задержка позволяет избежать помпажа. Объем зоны повышенного давления влияет на реакцию системы наддува. С уменьшением объема давление на выходе из компрессора второго турбокомпрессора и его частота вращения во время открытия впускного клапана становятся ниже, и этот компрессор попадает в помпаж. При увеличении объема помпаж компрессора возбуждается, когда безразмерный параметр «В» выше критического значения. Величина параметра «В» прямо пропорциональна окружной скорости компрессора и зависит от объема области повышенного давления и геометрии компрессора.

9. Применение и эксплуатационные испытания нового ряда турбокомпрессоров типа TCR фирмы МАН [11]

Созданием ряда турбокомпрессоров TCR с радиальной турбиной фирма МАН полностью укомплектовала номенклатуру новых турбокомпрессоров, предназначенных для наддува двигателей с большим диаметром цилиндра в зоне малых мощностей. Цель разработки этого ряда было создание самого большого в мире турбокомпрессора с радиальной турбиной, способного обеспечить мощность 6700 кВт для 4-тактного двигателя (удельный расход воздуха 7 кг/кВт·ч) и 6400 кВт для 2-тактного (9 кг/кВт·ч) на турбокомпрессор. Поля расходов самых больших турбокомпрессоров TCR22-21 и TCR22-25 приближаются к самому маленькому турбокомпрессору с осевой турбиной TCA55 и перекрывают полностью номенклатуру двухтактных дизелей с малыми размерами цилиндра (рис. 31).

Ряд включает шесть типоразмеров TCR12, 14, 16, 18, 20 и 22. Типоразмеры TCR18-22 пригодны как для 4-тактных, так и для двухтактных



Рис. 31. Область стыковки турбокомпрессоров TCR/TCA для мощностей 2-х тактных дизелей

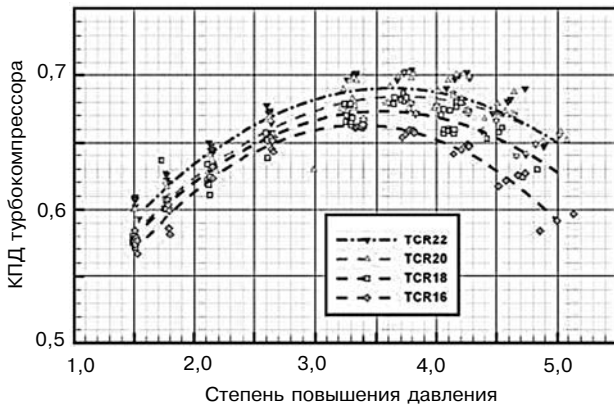


Рис. 32. Параметры турбокомпрессоров TCR16-22 для варианта с максимальной пропускной способностью

дизелей с диаметром цилиндра до 42 см. Кроме значительно более низкого уровня цен и меньшей массы по сравнению с осевыми турбокомпрессорами КПД турбокомпрессоров с радиальными колесами того же размера несколько выше.

Первые турбокомпрессоры TCR18 были успешно применены на дизелях фирмы МАН типа 8L21/31 в середине 2004 г. с получением хороших результатов. Тогда же начались разработки турбокомпрессоров типоразмеров от TCR22 до TCR16. Для оценки КПД прототип каждого типоразмера TCR16 — 22 был испытан на горячем стенде при максимальной пропускной способности (рис. 32). КПД турбокомпрессоров TCR для соседних типоразмеров отличаются в среднем на 1 %. Типичные характеристики турбины TCR18, полученные на горячем стенде для различных комбинаций СА и колес, даны на рис. 33. С уменьшением отношения площади СА к площади колеса характеристика турбины настраивается на высокие степени повышения давления. Принимая во внимание современный уровень параметров двигателя при полной нагрузке, что соответствует степени расширения в турбине 3,0 и немного выше, турбокомпрессоры TCR обеспечивают хорошую частичную характеристику почти без ухудшения характеристики на полной нагрузке для

главных судовых дизелей и особенно для вспомогательных дизель-генераторов.

Для подтверждения результатов стендовых испытаний фирма МАН провела испытания на целом ряде дизелей широкого диапазона применения. Для того чтобы обеспечить сопоставление данных измерений на стенде и двигателе была использована единая система приема и обработки данных, основанная на портативном ноутбуке. Начиная с середины 2004 г., более 15 различных модификаций TCR18 были испытаны на главных судовых дизелях и дизель-генераторах, в основном на типе 21/31. Обобщенные данные характеристик дизелей 21/31 с турбокомпрессором TCR18 даны на рис. 34.

На рис. 35 представлены результаты испытаний, показывающие типичную характеристику турбокомпрессора TCR на главном судовом дизеле 8L27/38 и дизель-генераторе 6L32/44CR с оптимальным КПД на пониженной нагрузке. Если турбокомпрессор TCR20-40021 находится в нормальной области применения, то TCR20-40023 работает на пределе своих возможностей.

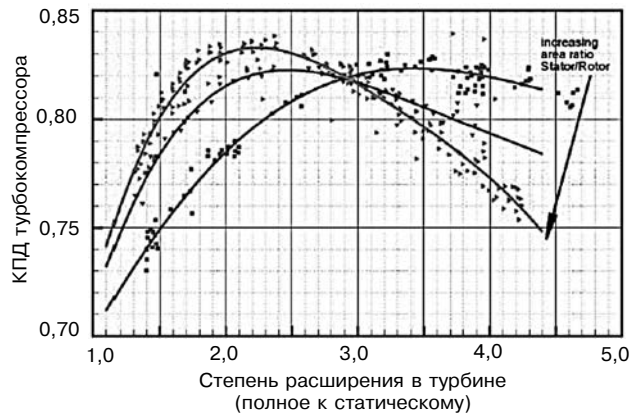


Рис. 33. Типичные характеристики турбины TCR18, полученные на горячем стенде для различных комбинаций СА и колес (направление стрелки — увеличение отношения площади СА к площади колеса)

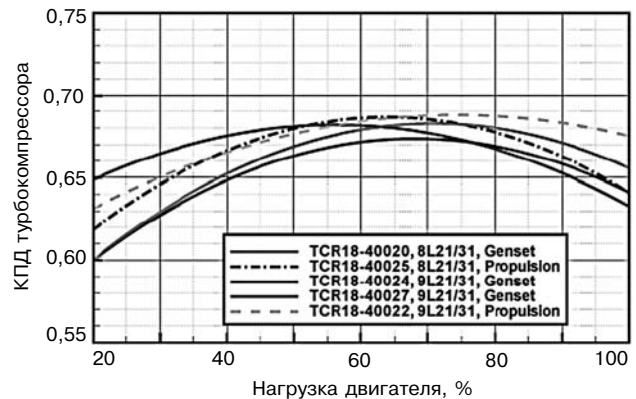


Рис. 34. Характеристики турбокомпрессора TCR18 на дизеле типа L21/31 при работе на различных режимах

Первые испытания TCR22 были выполнены на двигателе 6S35MC фирмы MAN V&W в конце 2005 года. На рис. 36 показано изменение КПД в зависимости от нагрузки. В диапазоне нагрузок 30–100 % КПД выше 64 %. Максимальный КПД 69 % достигнут при нагрузке 50 % и степени повышения давления в компрессе 2,5, что свидетельствует о настройке турбокомпрессора на частичную нагрузку с достижением предписанного уровня КПД на полной нагрузке.

Турбокомпрессоры TCR22 имеют колеса компрессора и турбины с увеличенной пропускной способностью на высокие расходы воздуха. При разработке TCR22-25 расход газа через турбину был увеличен на 20 % за счет оптимизации профиля лопаток при сохранении контура меридионального сечения и, по всей видимости, применения двухъярусной решетки с укороченной через одну лопатку на выходе.

Эксплуатационные испытания турбокомпрессора TCR18 на дизель-генераторах показали, что ни каких серьезных повреждений не обнаружено, кроме интенсивного износа лопаток соплового аппарата, что потребовало их упрочнения для обеспечения сопротивления износу и реализации этих мероприятий на всех турбокомпрессорах TCR.

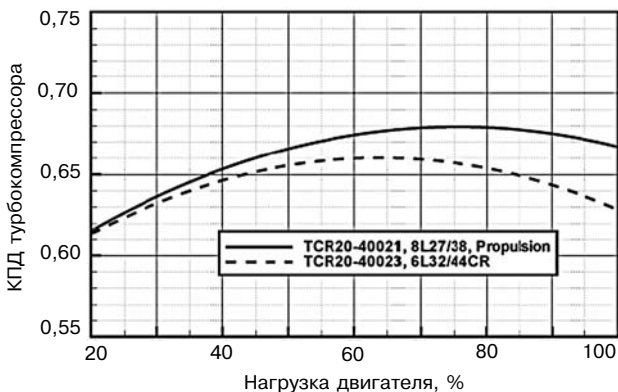


Рис. 35. Характеристики турбокомпрессора TCR20 на дизелях типа 27/38 и 32/44

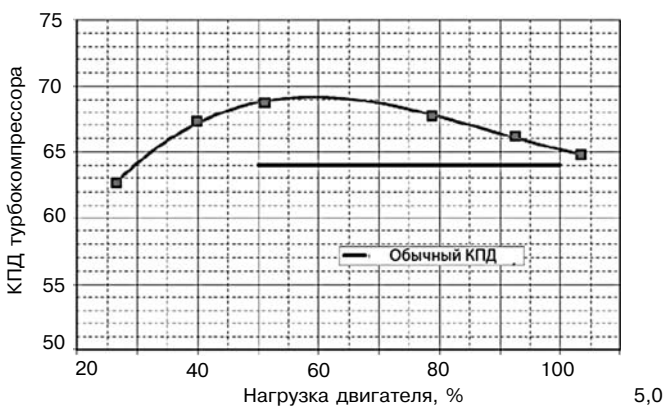


Рис. 36. Характеристики турбокомпрессора TCR22 на дизеле типа 6S35MC

Для улучшения режимов частичной нагрузки и приемистости фирма ведет активные разработки регулируемых турбокомпрессоров с изменяемой площадью соплового аппарата (СА) для дизелей различного назначения и газовых двигателей. Результаты исследований регулируемой турбины на турбокомпрессорах NA/S и NR/S были перенесены на турбокомпрессоры новых рядов TCA и TCR. Устройство управления СА разрабатывается с учетом обеспечения надежности и включения в существующую систему управления двигателя.

Для того чтобы достичь желаемых результатов в улучшении характеристики системы, необходимо поддерживать КПД регулируемой турбины на уровне достижимого при фиксированной геометрии. При испытаниях было получено уменьшение удельного расхода топлива на долевых нагрузках более чем на 5 г/кВт·ч на целом ряде дизелей и газовых двигателей.

Фирма MAN — производитель турбокомпрессоров, поставляющий регулируемые турбокомпрессоры с управляющим устройством и центральным процессором. Лопатки СА изготавливаются эрозией из жаропрочного сплава. Каждая лопатка имеет рычажок для связи с управляющим кольцом. Это кольцо напрямую связано с управляющим агрегатом для того, чтобы минимизировать тепловой гистерезис и улучшить точность настройки. Тщательный выбор допуска на зазоры и материалов позволяет регулируемой турбине работать при всех условиях с сохранением подвижности лопаток и почти такого же уровня КПД, как при фиксированной геометрии турбины. Конструкция регулируемой турбины ряда TCR разработана на основе всесторонних экспериментальных исследований и численного анализа. Для получения характеристики компрессора, пригодной для совместной

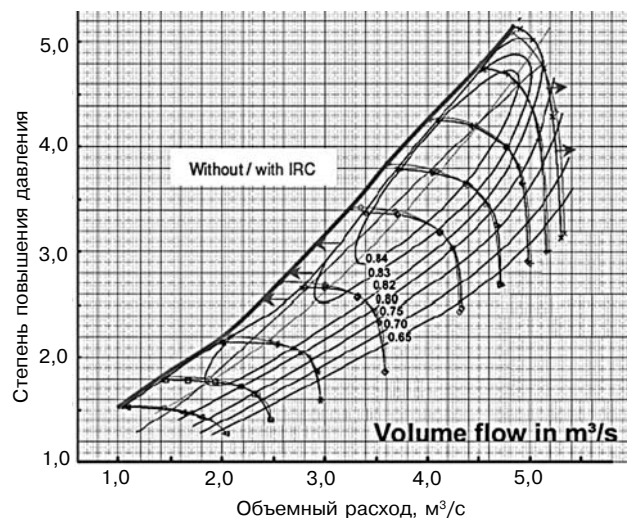


Рис. 37. Влияние рециркуляции на стандартную характеристику компрессора

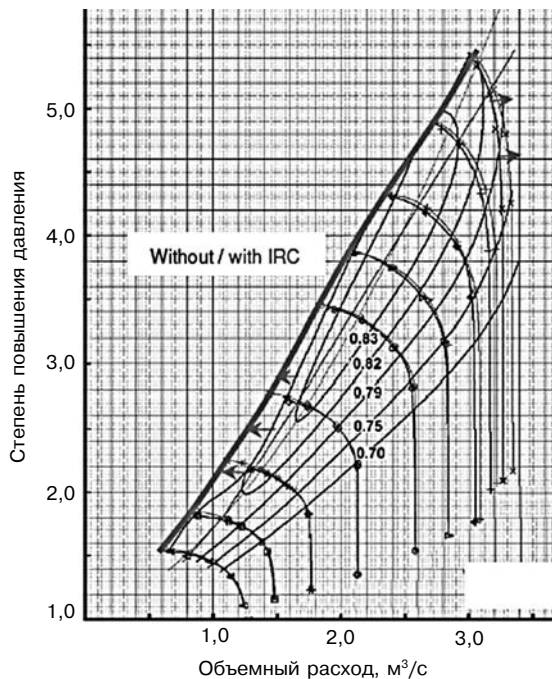


Рис. 38. Характеристика компрессора на высокую степень повышения давления

работы с двигателем при степени повышения давления до 5,0, фирма использовала рециркуляцию воздуха на входе в компрессор (рис. 37). Рециркуляция обеспечивает смещение границы помпажа в сторону меньших расходов, а режим записания — в сторону больших.

Получение типичной характеристики компрессора на высокую степень повышения давления свыше 5,0 реализуется на колесе с низким удельным расходом, и использованием рециркуляции (рис. 38).

Достижение более высоких степеней повышения давления ограничивается длительной терми-

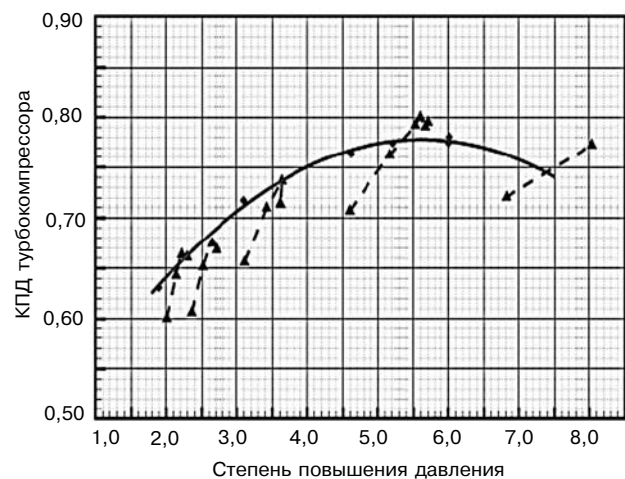


Рис. 39. Результаты испытаний двухступенчатой системы наддува на горячем стенде

ческой прочностью материалов. В зоне степени повышения давления свыше 5-ти требуется переход на более дорогие материалы. В связи с этим фирма считает целесообразным переход на 2-ступенчатый наддув. Фирма MAN принимает участие в Европейском объединенном проекте ГЕРКУЛЕС поставкой агрегата, включающего турбокомпрессоры TCR22 для первой ступени и TCR20 — для второй. Агрегат, сконструированный для двигателя, был испытан на горячем стенде с достижением пика полного КПД системы около 80 % при степени повышения давления шесть (рис. 39). Ожидаемая рабочая линия (сплошная) аппроксимируется наложением результатов двух одиночных ступеней. Штриховые линии относятся к параметрам ступени высокого давления при постоянной скорости.

(Окончание в следующем номере)

Литература

6. Vesper N., Schneemann A., Kasper W., Wollmann B. Development of the high-speed diesel engine 20V8000 M71. Paper № 153, CIVAC 2007, Vienna.
7. Czerny L.; Klotz H.; Ruck J.; Schmid U. «Advanced turbochargers for high-performance supercharging systems», CIMAC 2001, Hamburg.
8. Czerny L., Wintruff I., Schmid U., Baumgarten J. Future Potential of Series 4000 Marine Engines. Paper № 156, CIMAC 2007, Vienna.
9. Stiesch G., Baumann H., Wachter V., Schmitz J., Teetz C. Utilizing Multiple Injections for Optimized Performance and Exhaust Emissions with the MTU Series 2000 Common Rail Marine Engines. Paper № 50, CIMAC 2007, Vienna.
10. Weicai W., Yinyan W., Yongming F. Simulation of a Sequential Turbocharging System Transient Behavior including Compressor Surging. Paper № 25, CIMAC 2007, Vienna.
11. Schmuttermair H., Hilgenfeld L., Bartholomae K., Kneip S. Application & field experience of the new

MAN Diesel turbocharger series TCR. Paper № 221, CIMAC 2007, Vienna.

12. Lehmann I., Buchmann K., Kaeseberg S. HPR range in series use — ongoing development of KBB radial turbine type turbochargers. Paper № 102, CIMAC 2007, Vienna.

13. Ibaraki S., Ogita H., Yamada T. Development of a Wide Operating Range Turbocharger Compressor with a Low Solidity Vaned Diffuser. Paper № 166, CIMAC 2007, Vienna.

14. Roach P. The Role of CFD in Turbocharger Performance Improvement. Paper № 51, CIMAC 2007, Vienna.

15. Shiraishi K., Kimura M., Teshima T. Development and application of MET-MA turbochargers. Paper № 30, CIMAC 2007, Vienna.

16. Zhang J. Study on axial-radial turbocharger with pressure ratio 4.5. Paper № 121, CIMAC 2007, Vienna

17. Chang-hua Wu, Yu-zhen Lu, Ai-hua Liao. A Study on Precise Analysis of the Turbocharger Rotor. Paper № 49, CIMAC 2007, Vienna