

УЛУЧШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗА СЧЕТ ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМ НАДДУВА

Г.Е. Ципленкин, к.т.н, В.И. Иовлев, к.т.н.
ООО «Турбоком»

Выполнен обзор и анализ развития конструкций современных турбокомпрессоров фирм «Mitsubishi», «MAN Diesel Turbo», ABB, «Honeywell». Показано, что за счет оптимизации параметров наддува при работе двигателей на частичных нагрузках достигается снижение расхода топлива на 2–4 %.

За последние 60 лет цена нефти резко возросла и продолжает оставаться на высоком уровне (рис. 1) [1]. В связи с этим стоимость топлива составляет основную статью эксплуатационных расходов силовой установки, а улучшение топливной экономичности является важнейшей задачей исследователей и изготовителей дизелей. Наиболее острая проблема сегодня — снижение выбросов NO_x с отработавшими газами (ОГ), решение которой приводит к увеличению расхода топлива (рис. 2) [1], что требует принятия соответствующих мер по поиску дополнительных путей улучшения топливной экономичности и

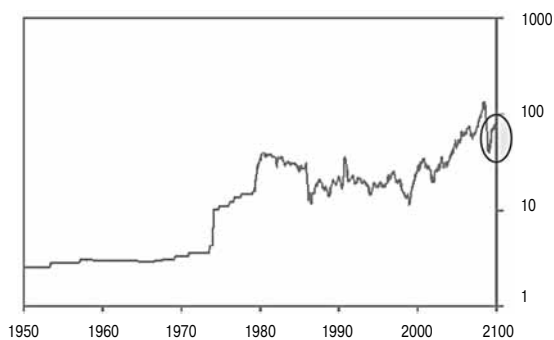


Рис. 1. Изменение цены на нефть в \$ США за последние 60 лет

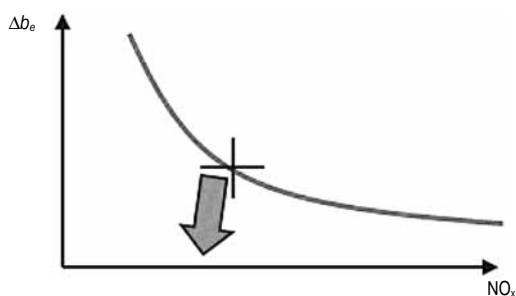


Рис. 2. Соотношение между удельным расходом топлива и эмиссией NO_x

более полного использования тепла ОГ и охлаждающих жидкостей.

В связи с введением территориальных зон контролируемых выбросов это затрагивает в первую очередь двухтактные судовые двигатели. Решение вопроса лежит в двух плоскостях:

- для высокой нагрузки — использование систем утилизации отходящего тепла в полной (силовая, паровая турбины и т. п.) или частичной комплектации;
- для малых нагрузок — оптимизация работы системы наддува двигателя.

1. Меры по оптимизации работы двигателей на низких нагрузках

Снижение скорости судна на 25 % ведет к существенному уменьшению мощности двигателя (приблизительно) на 65 % вследствие более низкого сопротивления движению при работе на винт фиксированного шага (рис. 3).

Например, для двигателей фирмы MAN ME/ME-C удельный расход топлива при нагрузке 35 % находится примерно на том же самом уровне, что и при 100 %, поэтому относительные затраты на топливо становятся меньше половины исходного значения. Конечно, снижение скорости связано с удлинением срока доставки груза и может быть применено только при наличии такой возможности.

Имеются различные способы оптимизировать работу двигателей на низких нагрузках [1, 2]:

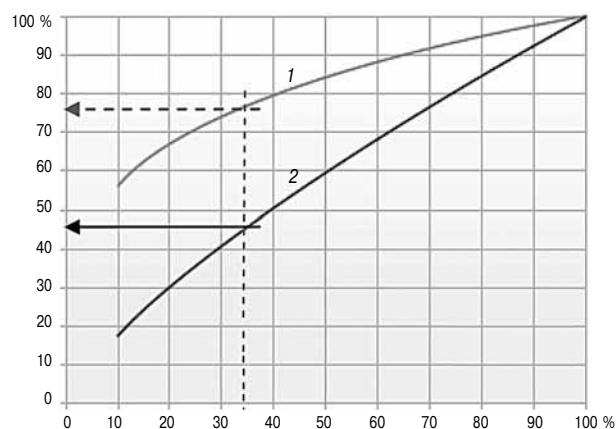


Рис. 3. Зависимость скорости судна (1) и расхода топлива (2) на морскую милю пройденного расстояния от мощности двигателя

- оптимизация характеристик двигателя и системы наддува на низких нагрузках;
- турбокомпрессор с регулируемой турбиной;
- регистровый наддув (отключение турбокомпрессора);
- перепуск газа.

1.1. Оптимизация характеристик двигателя и системы наддува на частичных нагрузках

При снижении максимальной длительной мощности по сравнению с установленной изготовителем системы двигателя должны быть настроены на работу при низкой нагрузке (рис. 4). Соответственно и проточные части турбокомпрессора должны быть подобраны для работы на этих режимах (рис. 5) [1].

Для улучшения характеристики турбины на режимы малых нагрузок двигателя фирма «Mitsubishi» спроектировала новую лопатку турбины и оптимизировала ее методом численного моделирования динамики жидкости. Результаты испытаний на стенде показали увеличение КПД турбины примерно на 2 % при частичной нагрузке (рис. 6) [3].

Для расширения диапазона характеристики компрессора и смещения границы помпажа в зону меньших расходов фирма «Mitsubishi» на стенке диффузора в зоне горл межлопаточных каналов

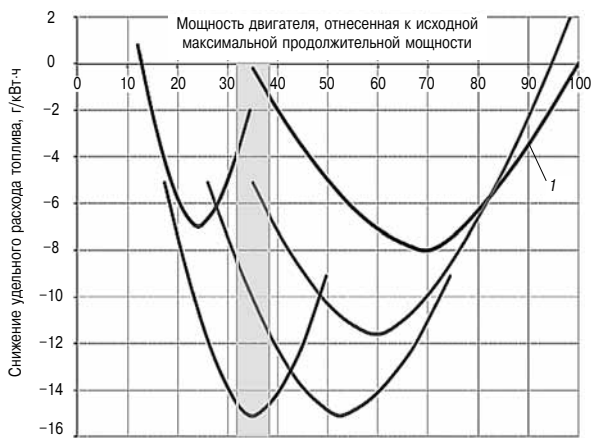


Рис. 4. Сравнение настроек двигателей на различные значения максимальной и длительной мощности [1]

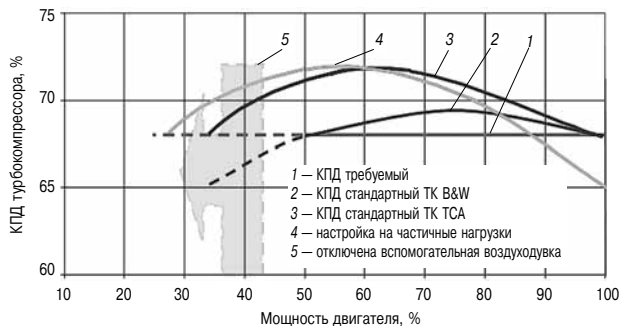


Рис. 5. Настройка турбокомпрессора для оптимизации работы двигателя на низких нагрузках

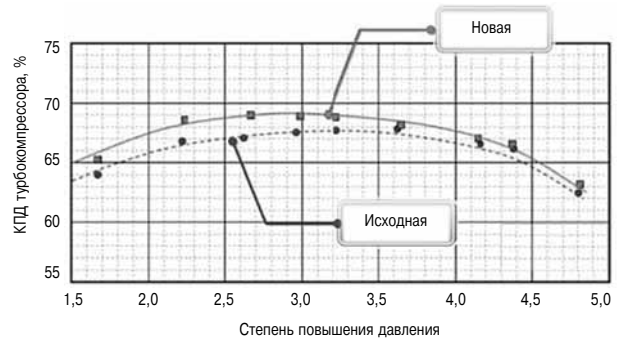


Рис. 6. Результаты испытаний турбокомпрессора MET-MB с новой лопаткой турбины

сделала прорези, которые сообщаются между собой через стабилизационную полость в задней стенке диффузора (рис. 7). Это позволяет стабилизировать поток на входе в лопаточный диффузор, получить более широкую характеристику компрессора, сдвинутую в сторону меньших расходов, и использовать диффузор с большей пропускной способностью, имеющий более высокий КПД при низких частотах вращения компрессора (рис. 8) [3].

В 2010 г. фирма «Mitsubishi» разработала гибридный турбокомпрессор MET83MAG для мощных судовых дизелей. Этот турбокомпрессор имеет высокооборотный электрогенератор, напрямую состыкованный с ротором ТК, который может работать как мотор, подкручивающий ротор ТК при работе двигателя на частичных нагрузках и заменить вспомогательную воздухоудку, используемую для этих целей на двухтактных дизелях. Для выполнения этой задачи фирма разработала встроенный в ТК электрический агрегат для подкрутки ротора (рис. 9) [3], более простой, чем гибридный ТК. Причем мощность, затрачиваемая на создание требуемого давления наддува электрическим агрегатом, меньше, чем у вспомогательной воздухоудки. Так, при 30 %-ной нагрузке двигателя мощность, потребляемая воздухоудкой, составляет 74 кВт, а электрический агрегат расходует только 33 кВт.

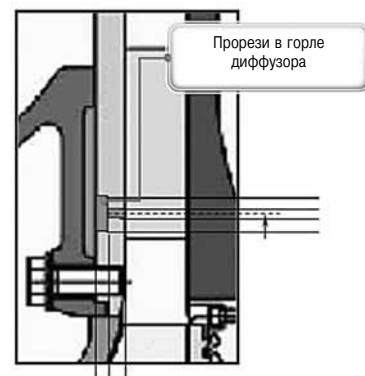


Рис. 7. Поперечное сечение диффузора со стабилизационной полостью

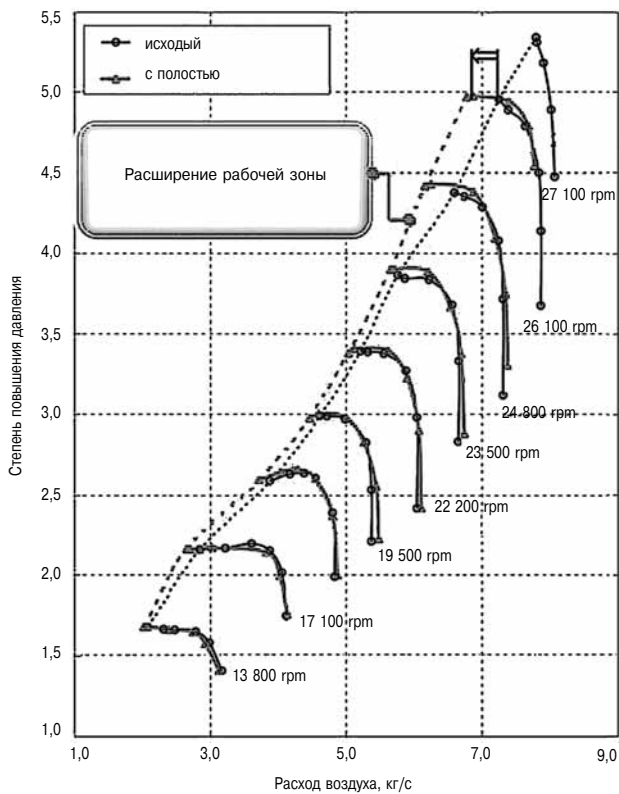


Рис. 8. Сопоставление характеристик исходного компрессора и компрессора со стабилизационной полостью

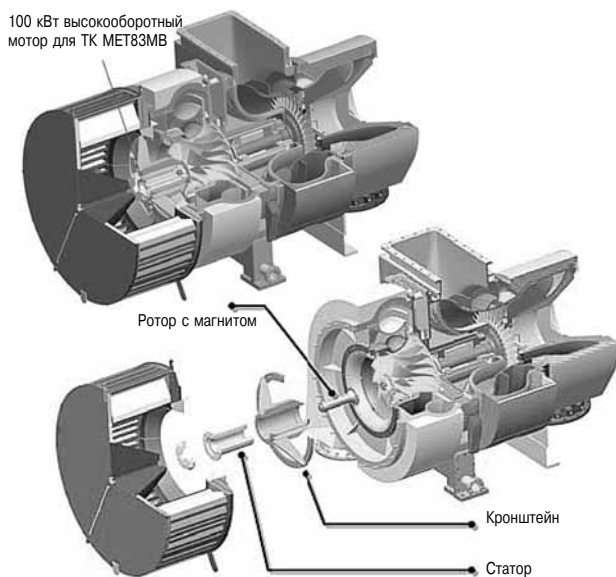


Рис. 9. Высокооборотный электропривод турбокомпрессора MET83MB

1.2. Турбокомпрессор с регулируемой турбиной

Самым эффективным средством улучшения характеристик двигателя при работе на частичных нагрузках является применение турбины с регулируемым сопловым аппаратом (СА). При работе на номинальном режиме и вблизи него СА имеет максимальное открытие, при переходе на частичные нагрузки он прикрывается и обеспе-

чивает повышение давления наддува и улучшение воздухообеспечения двигателя.

В качестве примера можно представить конструкцию фирмы «MAN» (рис. 10) [1].

КПД турбины с подвижными лопатками при максимальном открытии СА сохраняется на том же уровне, что и при неподвижных лопатках, при минимальном проходном сечении примерно на 1 % ниже (рис. 11), т. е. введение регулируемого СА практически не ухудшает КПД турбокомпрессора.

По сравнению с турбокомпрессором, оптимизированным на полную мощность двигателя 6S46MC-C, применение турбокомпрессора TCA55V с регулируемым СА обеспечивает увеличение КПД турбокомпрессора на режимах нагрузки ниже 85 % (рис. 12).

Величина снижения расхода топлива двигателем при работе с регулируемым ТК показана на рис. 13. Снижение расхода топлива было определено при одновременном измерении его на установке с двумя двигателями, один из которых был оборудован регулируемым ТК.

По опыту фирмы MAN повышение давления продувочного воздуха на 0,10 бар приводит к снижению расхода топлива примерно 1 г/кВт·ч вблизи нагрузки 75 %. В представленных результатах снижение составляет более 4 г/кВт·ч в широком диапазоне частичных нагрузок.

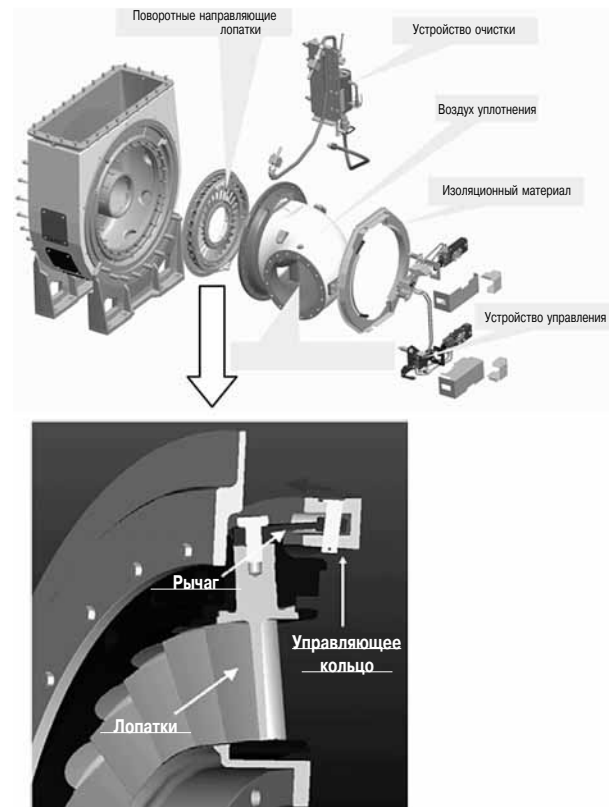


Рис. 10. Турбокомпрессор TCA с осевой турбиной и поворотными лопатками соплового аппарата

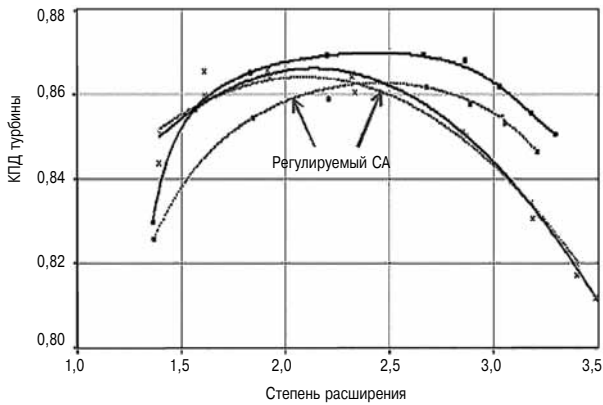


Рис. 11. Характеристики турбины с подвижными и неподвижными лопатками соплового аппарата при максимальном и минимальном раскрытии

Турбокомпрессоры ТСА55V с регулируемой турбиной прошли эксплуатационные испытания на двигателе 6S46MC. После более 10 000 часов работы все основные элементы системы сохранились в хорошем состоянии. Устройство привода лопаток работает плавно без какого-либо заедания. Поверхность валов подшипников лопатки и управляющее кольцо не имеют износа с сохранением достаточного количества сухой смазки.

Опыт эксплуатации турбокомпрессоров с регулируемой турбиной показал, что, помимо снижения удельного расхода топлива и выбросов вредных веществ на частичных нагрузках, снижается зависимость от окружающих условий, появляется возможность отказаться от включения воздуходувок на низких нагрузках и улучшаются динамические характеристики силовой установки.

Кроме применения регулируемого соплового аппарата имеются и другие способы регулирования давления наддува. Так, фирма «Mitsubishi» разработала турбокомпрессор MET-VTI с регулируемым входом в турбину для повышения да-

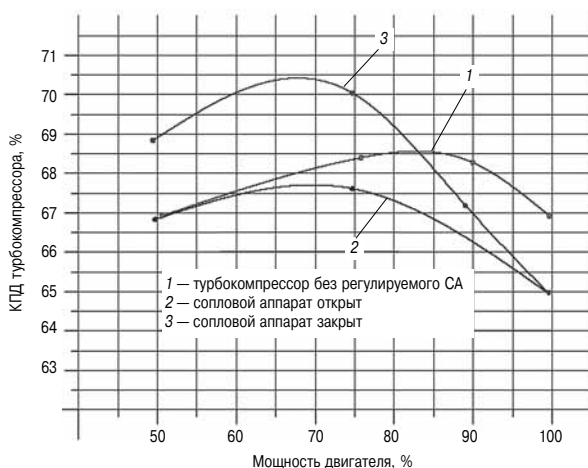


Рис. 12. Сравнение КПД турбокомпрессора с регулируемой турбиной и турбокомпрессора, оптимизированного на номинальный режим (1)

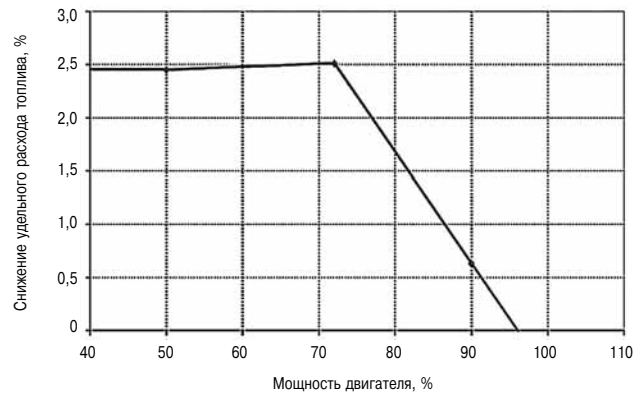


Рис. 13. Снижение расхода топлива при использовании турбокомпрессора с регулируемой турбиной

вления наддува на долевых режимах работы двигателя. Конструкция представлена на рис. 14 и 15. Сопловой аппарат разделен по радиусу перегородкой на две части. Нижняя часть СА с меньшей пропускной способностью имеет свой корпус, газ к которому подводится по трубе с клапаном. При нагрузке ниже 75 % клапан закрыт, при более высокой — открыт, распределение потоков газа показано на рис. 16.

Изменение КПД турбокомпрессора при работе с открытым и закрытым клапаном показано на рис. 17, а точки совместной работы двигателя с компрессором на рис. 18.

При 75 %-ной нагрузке двигателя при закрытом клапане давление продувки увеличивается на 0,35 бар (рис. 19), а расходная характеристика двигателя приближается к границе помпажа, поэтому компрессор должен быть укомплектован проточной частью, исключающей попадание в помпаж (рис. 18). В диапазоне нагрузок 25–75 % при закрытом клапане удельный расход топлива уменьшается на 3 до 5 г/кВт·ч (рис. 20).

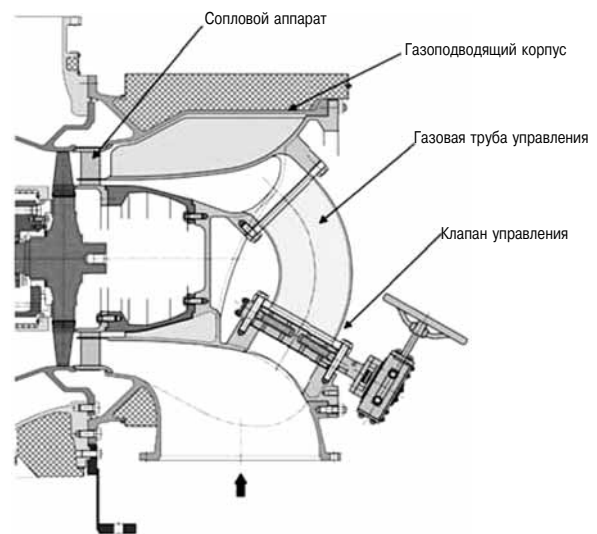


Рис. 14. Продольное сечение турбокомпрессора MET-VTI



Рис. 15. Конструкция газоподводящего корпуса с клапаном управления

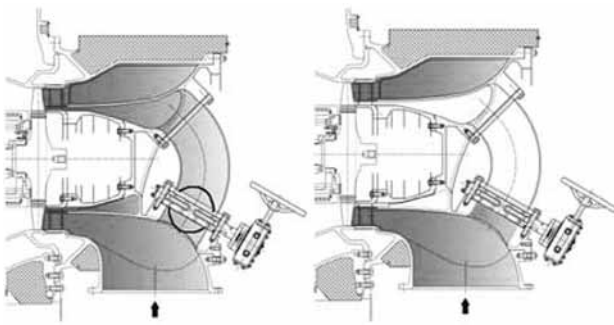


Рис. 16. Распределение потока газа при открытом (слева) и закрытом (справа) клапане управления

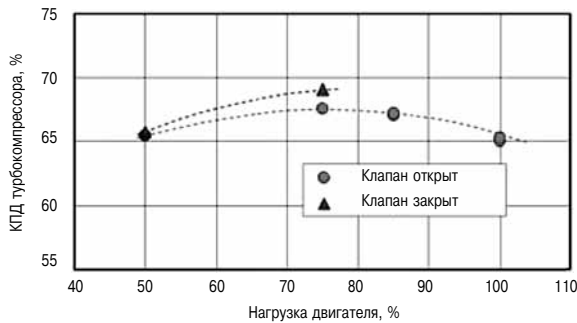


Рис. 17. КПД турбокомпрессора MET66MA-VTI на двигателе Hitachi MAN B&W 6S60MC

Фирма АВВ выпускает два типоразмера турбокомпрессоров — TPR56 и TPR61, предназначенных для двигателей типа MS мощностью 4500 и 6000 л. с. для железнодорожного транспорта [10]. На каждый двигатель устанавливается два турбокомпрессора. Для улучшения топливной экономичности и снижения эмиссии NO_x турбокомпрессоры оборудованы сопловым аппаратом с поворотными лопатками (рис. 21).

Регулируемый СА турбокомпрессоров TPR разработан на основе конструкции СА турбокомпрессоров типа TPS и TPL, поставленных на производство в конце прошлого века и прошедших обширные эксплуатационные испытания. При



Рис. 18. Характеристика компрессора турбокомпрессора MET66MA-VTI с рабочими линиями двигателя

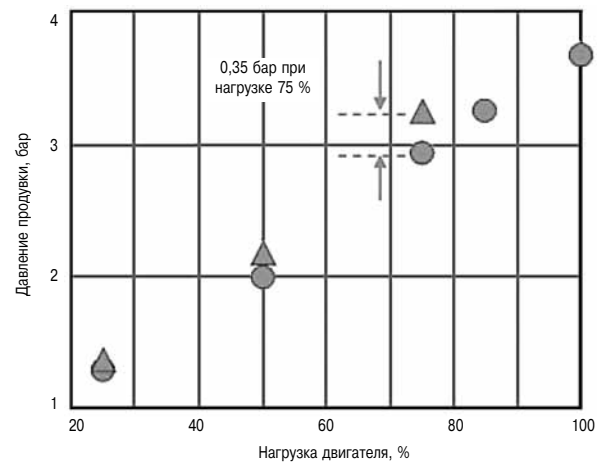


Рис. 19. Давление продувки при закрытом и открытом клапане

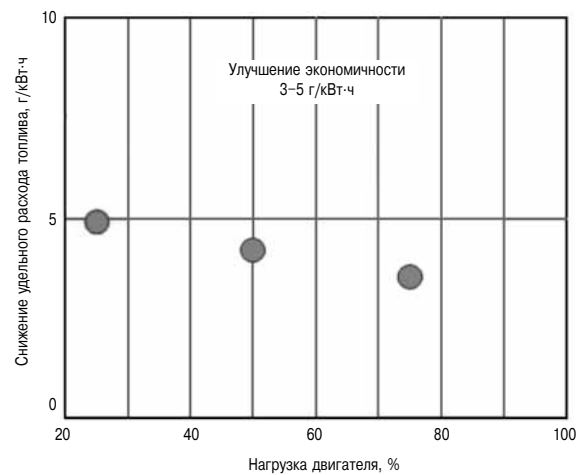


Рис. 20. Улучшение топливной экономичности при закрытом клапане

раскрытия регулируемого СА от минимального до максимального значения пропускная способность турбины изменяется на 50 %. Регулируемый СА по установке в турбокомпрессоре полностью совместим с неподвижными лопатками, что по-

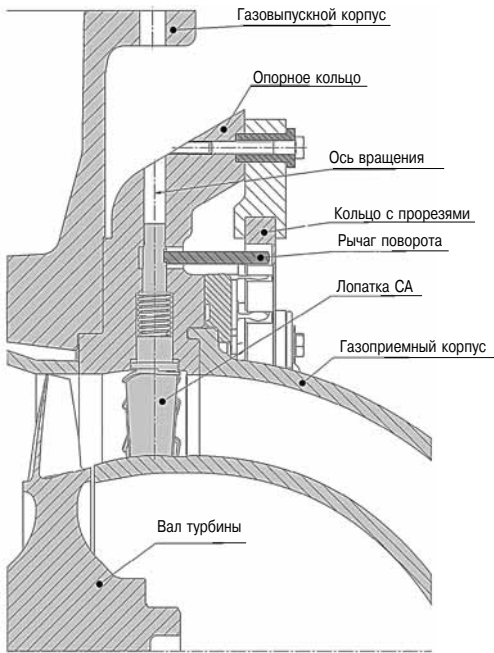


Рис. 21. Конструкция турбины с поворотными лопатками соплового аппарата фирмы АВВ

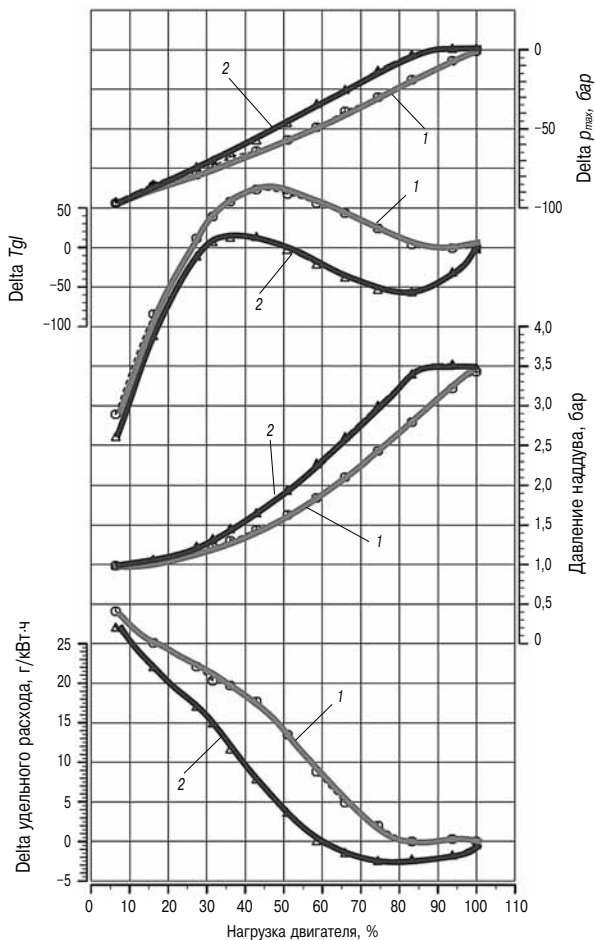


Рис. 22. Изменение параметров тепловозного двигателя при работе с регулируемой турбиной (2) и фиксированной проточной частью (1) турбокомпрессора:

Delta — разность между текущим значением параметра и его значением на 100 % нагрузке

звляет модернизировать турбокомпрессоры, находящиеся в эксплуатации заменой соответствующего модуля.

Сопоставление параметров тепловозного двигателя мощностью 4500 л. с. при 1000 об/мин на полной нагрузке при работе с турбокомпрессорами с регулируемой турбиной и фиксированной проточной частью было выполнено при работе по кубической тяговой характеристике. Давление наддува регулировалось так, чтобы максимальное давление сгорания не превышало заданный уровень. По результатам испытаний отмечено существенное снижение расхода топлива и температуры газа на входе в турбину (рис. 22). Кроме того, было отмечено улучшение тяговой характеристики двигателя при работе на долевых режимах, на которых он работает наиболее длительное время. Работа двигателя при заданном профиле нагрузок на типичном грузовом пути показала приблизительно 2 %-ную экономию топлива при коммерческой перевозке.

Расходные характеристики двигателя, нанесенные на характеристику компрессора, приведены на рис. 23. При работе с регулируемой турбиной точки совместной работы двигателя и компрессора смещаются в сторону более высокого давления и расхода (стрелка 3) и приближаются к границе помпажа.

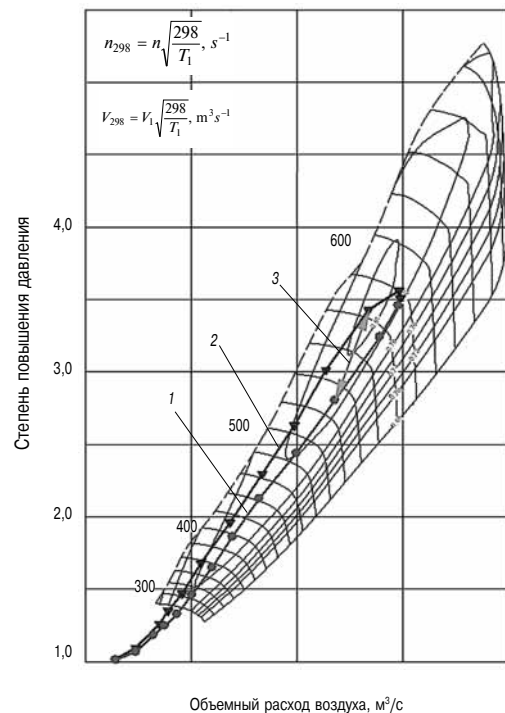


Рис. 23. Совмещенные расходные характеристики компрессора ТР56-Ф и двигателя при работе с фиксированной проточной частью (1) и регулируемой турбиной (2)

3 — рабочие точки двигателя при одном и том же положении контроллера тепловоза

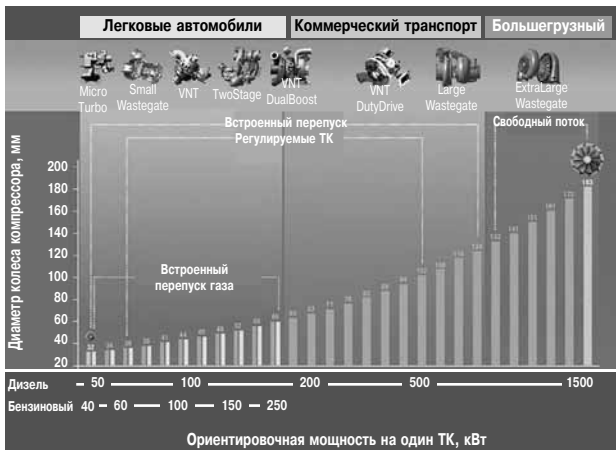


Рис. 24. Турбокомпрессоры с регулируемой турбиной в номенклатуре турбокомпрессоров фирмы «Honeywell»

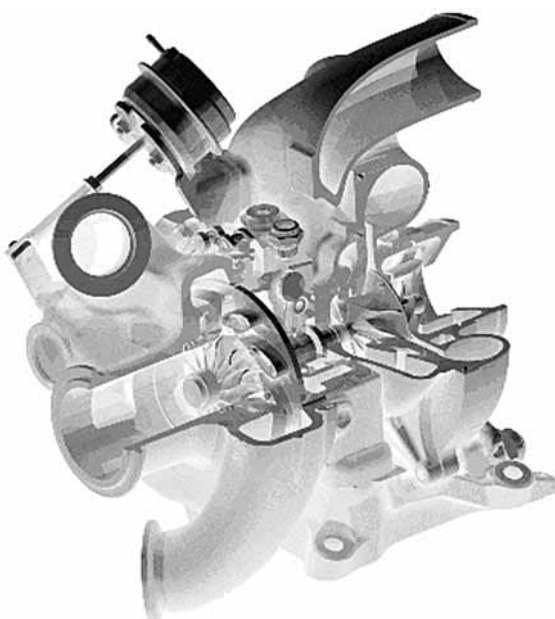


Рис. 25. Турбокомпрессор VNT с регулируемой турбиной для двигателя Форд с объемом цилиндров 6,7 л

Турбокомпрессоры с регулируемой турбиной позволяют поддерживать параметры двигателя в приемлемых пределах при изменении температуры окружающего воздуха от -4 до $+4$ °C и при давлении на высоте до 2500 м над уровнем моря.

Фирма «Honeywell» выпускает турбокомпрессоры с регулируемой турбиной с 1991 г. для диапазона мощностей дизельного двигателя от 70 до 500 кВт. Этот диапазон в зависимости от мощности покрывается тремя типами турбокомпрессоров VNT (регулируемый сопловой аппарат турбины), VNT DualBoost и VNT DuteDrive (рис. 24) [11].

Диаметр колеса компрессора находится в пределах от 36 до 102 мм. Регулируемая турбина выполняется с поворотными лопатками соплового аппарата, позволяющими плавно изменять пропускную способность турбины (рис. 25 и 26). При-

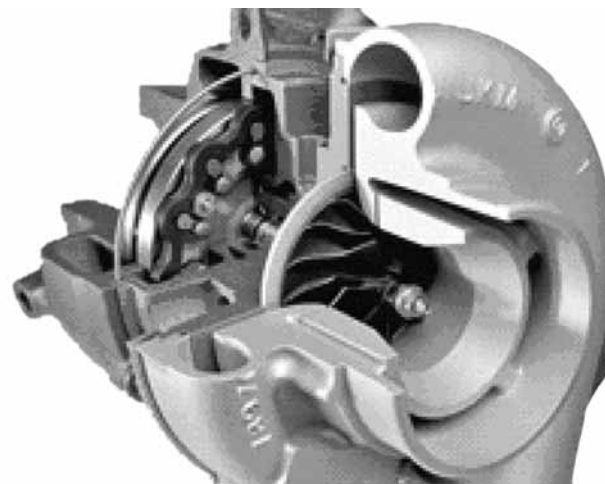


Рис. 26. Один из вариантов привода лопаток соплового аппарата турбокомпрессора VNT DuteDrive

вод лопаток имеет несколько вариантов конструктивного исполнения.

Фирма «Holset» выпускает турбокомпрессоры с регулируемым СА простой конструкции с 1998 г. Изменение проходного сечения выполняется при перемещении лопатки в направлении оси ротора. Лопатка на половине своей ширины подрезана. При установке подрезанной части лопатки СА на входе в колесо турбина имеет максимальную пропускную способность, при установке целой ее части — минимальную.

Литература

1. Herbert Schmuttermair H., Fernandez A., Witt M. Fuel Economy by Load Profile Optimized Charging Systems from MAN. № 250, CIMAC 2010, Bergen.
2. Jakobsen S. B. Service Experience of MAN B&W Two Stroke Diesel Engine. № 17, CIMAC 2010, Bergen.
3. Ono Y. Solutions for better engine performance at low load by Mitsubishi turbochargers. № 15, CIMAC 2013, Shanghai.
4. Vesper N., Schneemann A., Kasper W., Wollmann B. Development of the high-speed diesel engine 20V8000 M71. Paper № 153, CIMAC 2007, Vienna.
5. Czerny L., Klotz H., Ruck J., Schmid U. Advanced turbochargers for high-performance supercharging systems, CIMAC 2001, Hamburg.
6. Czerny L., Wintruff I., Schmid U., Baumgarten J. Future Potential of Series 4000 Marine Engines. Paper № 156, CIMAC 2007, Vienna.
7. 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.
8. Vesper N., Speetzen R., Glowacki C. Development of the Series 4000 IRONMEN workboat engine. №200, CIMAC 2010, Bergen.
9. Ципленкин Г.Е., Дейч Р.С., Иовлев В.И., Коженков А.А. Обзор докладов по газотурбинному наддуву на конгрессе CIMAC 2007 // Двигателестроение. — 2008 — № 3. — С. 29–35.
10. Pierre J., Henry X., David W. VTG turbocharging — a valuable concept for traction application. № 116, CIMAC 2013, Shanghai.
11. www.Honeywell turbotechnologies VNT.

(Продолжение следует)