

ОБЗОР ДОКЛАДОВ ПО ТУРБОКОМПРЕССОРАМ НА КОНГРЕССЕ СИМАС 2004

Г.Е. Ципленкин, к.т.н.; Р.С. Дейч, к.т.н.; В.И. Иовлев, к.т.н.,
ООО «ТУРБОКОМ»

Выполнен аналитический обзор докладов, представленных фирмами на конгрессе СИМАС, прошедшем в 2004 году в Киото (Япония)

➤ **«ABB Turbo System»:**

«Новый типоразмерный ряд турбокомпрессоров TPL-C готов удовлетворить требования современных дизелей и газовых двигателей»;

«Новый типоразмерный ряд малоразмерных турбокомпрессоров TPS-F для самых высоких давлений наддува»;

«Низкий уровень шума турбокомпрессоров»

➤ **MAN B&W:**

«Требования к турбокомпрессорам типа TCA и результаты их первого применения»;

«Развитие нового типоразмерного ряда турбокомпрессоров TCR фирмы MAN B&W и результаты первых стендовых испытаний».

➤ **«Napier»:** «Модернизация турбокомпрессоров серии 7 фирмы "Непир"».

➤ **«Mitsubishi»:**

«Новый типоразмерный ряд больших турбокомпрессоров»;

«Оптимизация конструкции компрессора для высокого наддува дизеля».

➤ **КВВ:** «Результаты проектирования динамически напряженных колес радиальной турбины для компактных турбокомпрессоров»

Перед двигателестроителями стоят требования снижения уровня вредных выбросов и шума, увеличения агрегатных мощностей дизелей и газовых двигателей, снижения стоимости единицы вырабатываемой мощности и минимизация эксплуатационных расходов по двигателю с одновременным обеспечением высокой надежности и удобства обслуживания. Этим требованиям в части турбокомпрессоров отвечают:

- увеличенные степени повышения давления (4,7 и выше), особенно для обеспечения цикла Миллера;
- более высокие КПД турбокомпрессоров;
- большая пропускная способность проточных частей;
- снижение уровня шума компрессоров.

Все фирмы работают в этом направлении, но лидирующая роль в разработке и производстве турбокомпрессоров, за исключением автотракторных, принадлежит двум конкурирующим фирмам «ABB Turbo System» и MAN B&W.

Требуемые степени повышения давления для двухтактных дизелей составляет 4,0–4,2, для четырехтактных — 4,7. Но все фирмы дают сегодня поля производительности со степенями повышения давления до 5,0 и заявляют о возможности обеспечения этого параметра до 5,2.

Фирма «ABB Turbo System» разработала новые ряды турбокомпрессоров TPL-C с осевой турбиной и TPS-F с радиальной турбиной. Турбокомпрессоры TPL-C предназначены для перспективных четырехтактных среднеоборотных дизелей и газовых двигателей мощностью от 3000 до 20 000 кВт. Первыми представленными типоразмерами нового ряда являются TPL67-C, TPL71-C и TPL76-C [1]. Ряд турбокомпрессоров TPS..F состоит из четырех типоразмеров (TPS48, ITS52, TPS57 и TPS61), перекрывающих диапазон мощностей от 500 до 3500 кВт на турбокомпрессор [2].

Фирма «MAN B&W» также представила новые ряды турбокомпрессоров TCA с осевой турбиной и TCR с радиальной турбиной [4, 5]. Ряд TCR включает шесть различных типоразмеров и перекрывает диапазон мощностей от 390 до 5000 кВт.

Стандартное требование высокого КПД для среднеоборотного двигателя и двигателя с большим диаметром цилиндра определяется минимальным значением 68 % в соответствии с нормами B&W. Для того чтобы увеличить располагаемую температуру газа за турбокомпрессором перед утилизационным котлом, в некоторых случаях по нормам B&W требуется минимальный общепринятый КПД 64 %.

С учетом требования рынка фирма «Napier» в конце 1990-х гг. разработала турбокомпрессоры NA297 и NA357 [6]. Фирма «Mitsubishi» модернизирует свой ряд турбокомпрессоров MET [7].

Фирма КВВ разработала ряд турбокомпрессоров HPR с радиальной турбиной, который включает четыре турбокомпрессора HPR3000, HPR4000, HPR5000 и HPR6000, [9].

Турбокомпрессоры предназначены для наддува двигателей мощностью от 400 до 3000 кВт и имеют следующие значения КПД: HPR3000 — 63 %, HPR4000 — 64,5 %, HPR500 — 66 % и HPR600 — 68 %.

Особенно интенсивный рост степени повышения давления наблюдается для турбокомпрессоров с радиальной турбиной, применяемых для малых среднеоборотных и больших быстроходных дизелей и газовых двигателей.

Турбокомпрессоры всех фирм достигают степени повышения давления 5,0 с алюминиевым колесом компрессора вместо более дорогого титанового, что обеспечивается оптимизацией конструкции колеса современными методами расчета на прочность с учетом распределения температур.

Фирма «ABB Turbo System» ввела охлаждение колеса компрессора для турбокомпрессоров ряда TPL-C. Охлаждение выполняется холодным воздухом, подаваемым из ресивера после охладителя наддувочного воздуха на лабиринтные уплотнения диска колеса, что позволяет уменьшить его температуру, увеличить степень повышения давления, расширить перекрываемое поле расходов типоразмера.

При разработке новых ступеней компрессора для получения наилучших результатов область двойных расходов, обычно перекрываемая отдельным типоразмером, была разделена на три конструкторские зоны (рис. 1) вместо использования единственной конструкции центробежной ступени с корректировкой ее пропускной способности [1, 2]. Для каждой из трех конструкторских зон были установлены индивидуальные проточные части, гарантирующие оптимальные параметры.

Для расширения диапазона работы компрессора с сохранением высокого уровня КПД применяется устройство рециркуляции, которое существенно увеличивает запас по помпажу [1,4]. Поток рециркуляции создается разностью давлений перед колесом компрессора и в щели, прорезанной в корпусе в средней части входного направляющего аппарата (ВНА). При работе вблизи границы помпажа давление воздуха в зоне прорези выше давления на входе, поэтому часть воздуха перетекает на вход компрессора. При работе вблизи границы запираания компрессора в зоне прорези давление ниже, чем на входе, поэтому воздух подсасывается в ВНА. В том и другом случае это приводит к стабилизации течения в нем и увеличению рабочего диапазона расхода воздуха в результате смещения границы помпажа в сторону меньших расходов, а границы запираания — в сторону больших расходов [10]. Система рециркуляции

используется также на малоразмерных турбокомпрессорах фирм «Garret», «Holset» и «Shwitzer».

Новые ступени компрессора TPL-C обеспечили увеличение КПД по сравнению с существующими ступенями компрессора ряда TPL-A как на частичных нагрузках, так и при работе на высоких степенях повышения давления (рис. 2). При этом максимальная пропускная способность возросла в новых ступенях на 15 %.

Главным новым элементом, обеспечивающим улучшение характеристики турбокомпрессоров TPS-F31 и TPS-F32, является компрессор.

Ступень компрессора CV33, спроектированная для конструкторской зоны III, была уже представлена в 2000–2001 годах с реализацией КПД до 81 % в широкой зоне [10]. Две ступени CV31 и CV32 спроектированы, соответственно, для конструкторских зон I и II.

Пик КПД компрессора TPS57-F31 для первой зоны 83 % по сравнению с исходным 79 % при той же комплектации и эквивалентном расходе воздуха. Было реализовано увеличение изэнтропического КПД по полным параметрам на 4 %. Для второй зоны пик КПД ступени CV32 был увеличен на 3 % по сравнению со ступенями TPS-E.

Результаты модернизации компрессоров (рис. 3) представлены в виде зависимостей КПД турбокомпрессора от степени повышения давления двух турбокомпрессоров TPS57E, сравниваемых с турбокомпрессорами TPS57-F31 и TPS57-F32 в той же комплектации, обеспечивающие один и тот же объемный расход, т. е. рабочая точка двигателя изменяется в обоих случаях по идентичной рабочей линии.

Современные колеса компрессора выполняются цельными с лопатками, загнутыми назад. Реактивность колеса определяется углом установки лопатки на выходе, который обычно равен 65–75°, но есть попытки его дальнейшего уменьшения. Так, фирма «Mitsubishi» провела исследования колеса с диаметром 373 мм и с углом 50° при увеличении числа лопаток с 22 до 30 [8]. Это позволило сместить зону максимального КПД со степени повышения давления 2,5–3,0 до 3,5–4,5 и повысить КПД при высоких степенях повышения давления (рис. 4). Для увеличения пропускной способности и получения более пологих характеристик лопатки на входе укорочены через одну.

Для большинства типоразмеров колеса выполняются без сквозного отверстия, и установка колеса выполняется навинчиванием колеса компрессора на вал с центровкой его по конусу [1, 4]. На самых больших типоразмерах используется многоугольная профильная фиксация на валу.

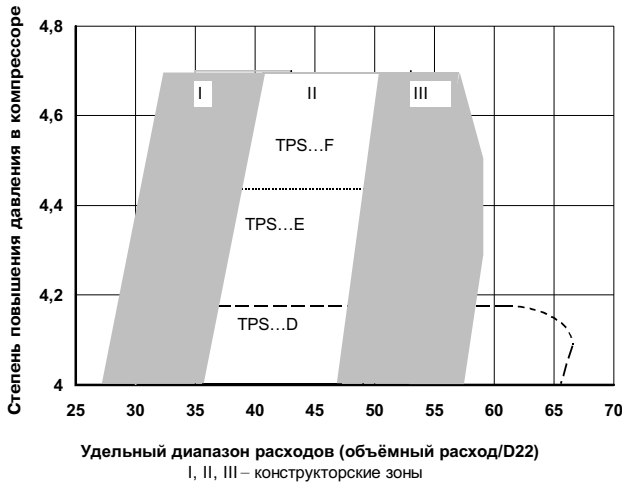


Рис. 1. Концепция трех конструкторских зон для ступени компрессора TPS-F

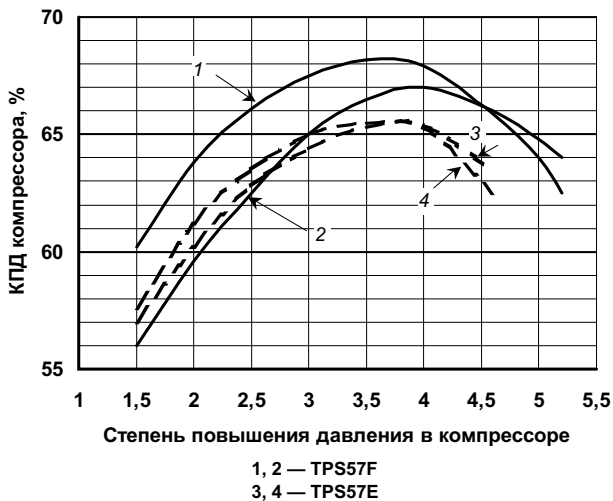


Рис. 3. Сравнение КПД турбокомпрессоров TPS с различными компрессорами

При этом для алюминиевого колеса компрессора при степени повышения давления 5,0 сохраняется рекомендуемый интервал замены колес 50 000 ч работы при базовой нагрузке (максимальная продолжительная мощность) [1, 2, 6].

Проточные части турбины турбокомпрессора имеют специальное проектирование в зависимости от ее использования на дизелях с импульсной или с системой постоянного давления.

Импульсная турбина с высокой пропускной способностью требует применения длинных лопаток для достижения высокого КПД турбины. Длинные лопатки характеризуются высокой механической нагрузкой и низкой собственной частотой колебаний. Высокие возбуждающие силы на турбинных лопатках требуют специальных средств, чтобы держать амплитуды лопаток на допустимом уровне во всем рабочем диапазоне. Использование демпфирующей проволоки является эффективным



Рис. 2. Сопоставление КПД компрессоров турбокомпрессоров рядов TPL-A и TPL-C

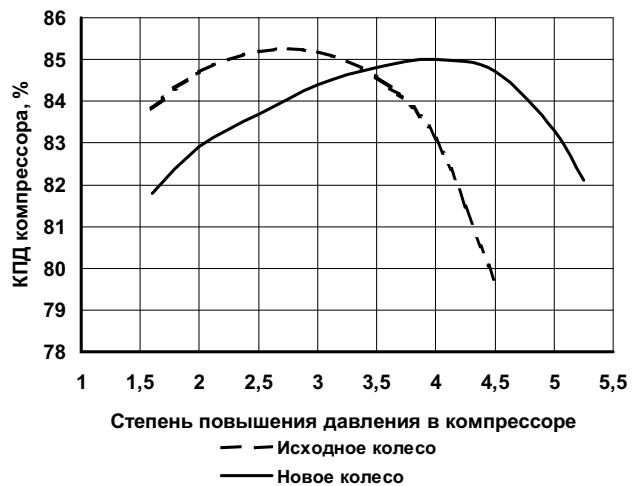


Рис. 4. Влияние угла установки лопатки на выходе из колеса на характеристику компрессора

средством для этого. Однако демпфирующая проволока приводит к потере КПД турбины на 2–3 %. Это существенные потери, поэтому отсутствие демпфирующей проволоки — преимущество для двигателей, где импульсная система не требуется.

Для уменьшения напряжений, вызываемых демпфирующей проволокой, и потерь, обусловленных нестационарностью течения при импульсном наддуве, число лопаток ротора должно быть относительно большим. Это приводит к уменьшению сечения демпфирующей проволоки и увеличению напряжения от вибраций лопатки.

При проектировании турбины для импульсной системы двигателя используются методы численной нестационарной динамики жидкости, которые позволяют оценить различные варианты конструкции в соответствии с ожидаемыми вибрационными напряжениями в лопатках и выбрать оптимальную конструкцию. Надежность выбранной конструкции турбины подтвержда-

ется измерениями вибраций лопатки и испытаниями на вибрационную выносливость при резонансе.

Несмотря на использование демпфирующей проволоки, высокий КПД турбины на турбокомпрессорах TPL-C был получен во всем заданном диапазоне расходов. В результате успешного аэродинамического проектирования ухудшение характеристики из-за демпфирующей проволоки было полностью компенсировано более высоким КПД новой турбины без демпфирующей проволоки, уровень которого показан на рис. 5. Сравнение измеренных КПД турбокомпрессоров при работе по подобным рабочим линиям двигателя показывает более высокие значения даже при увеличенных расходах (рис. 6).

Проточная часть осевой турбины постоянного давления без демпфирующей проволоки имеет малое число лопаток и широкую хорду. Такой тип конструкции обеспечивает приемлемый

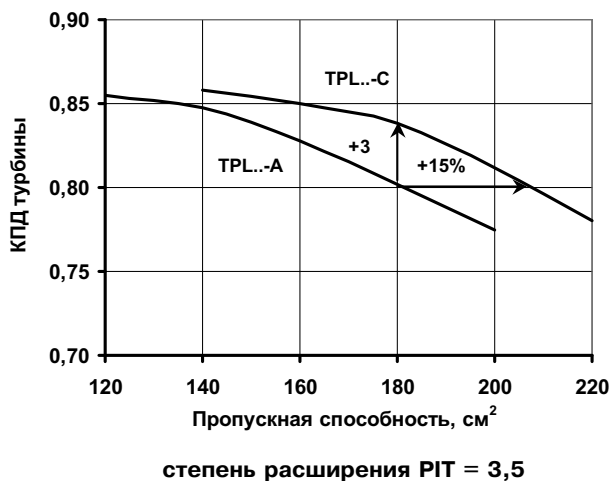


Рис. 5. Повышение КПД и увеличение пропускной способности турбины TV42 ряда TPL-C

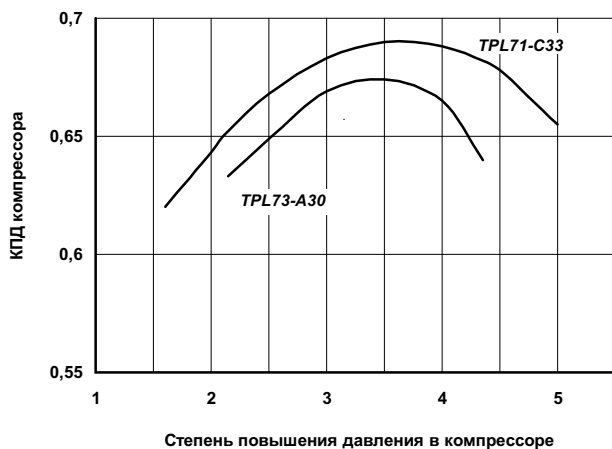


Рис. 6. Повышение КПД турбокомпрессора ряда TPL-C

уровень вибрации даже при чрезвычайно высоких удельных расходах. Фирма «Mitsubishi» разработала лопатку турбины для ряда турбокомпрессоров MET-SEII [7]. Профиль лопатки от корня до периферии был изменен так, чтобы улучшить характеристику во всем диапазоне степеней расширения от низких до высоких, а угол ее установки у корня увеличен. Проектирование лопатки аналогичной модели для турбокомпрессора MET83SEII и ее испытания показали, что максимальный КПД 74 % достигает при степени расширения в турбине от 2,4 до 3,3, и его увеличение составляет примерно 2 % по сравнению с исходными лопатками (рис. 7).

Для высоких удельных расходов аэродинамические характеристики газоприемного и газовыпускного корпусов значительно влияют на характеристику турбины.

Используя методы трехмерной численной динамики жидкости, проточная часть турбины оптимизируется в целом. Особое внимание уделяется газовыпускному корпусу, проектирование которого требует расчета структуры потока в нем с учетом расширения и исключением отрыва. Выпускные корпуса ряда турбокомпрессоров TPL-C были оптимизированы в результате сопоставления экспериментальных и расчетных данных [1]. При экспериментах было установлено, что решающим является достаточная площадь на выходе из газовыпускного корпуса. Увеличение размера выпускного фланца корпуса приводит к большему уменьшению кинетической энергии на выходном фланце корпуса, что указывает на снижение потерь и турбинном диффузоре.

Аналогичные расчеты распределения скоростей для нового и существующего газовыпускных корпусов были выполнены фирмой

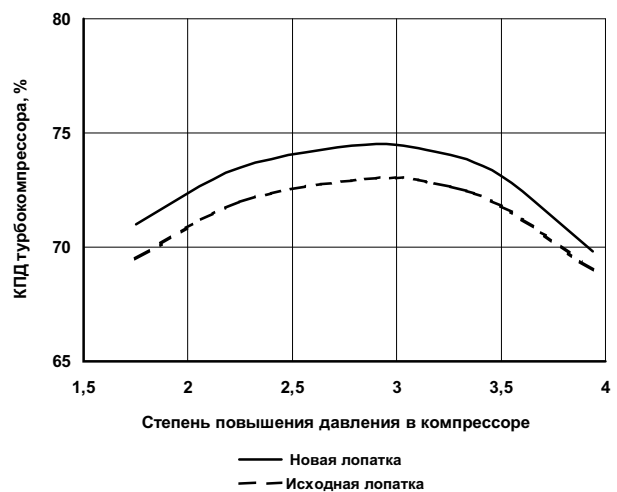


Рис. 7. КПД турбокомпрессора MET83SEII с новой лопаткой турбины

«Mitsubishi». Газовыпускной диффузор был удлинен в новом газовыпускном корпусе, и форма канала, по которому течет газ, была оптимизирована с устранением отрыва потока. Испытания турбинной ступени MET33 с вновь разработанными газовыпускным корпусом, выхлопным диффузором и новыми лопатками при трех значениях степеней расширения в турбине 1,5, 2,0 и 2,5 показали повышение КПД на 1–2 % для каждой степени расширения в турбине.

Оценка, выполненная фирмой «Napier» [6], показала, что дополнительное преобразование 10 % динамического давления, на выходе из колеса турбины в газовыпускном корпусе позволяет повысить КПД турбины на 1 %. Оптимизация проточной части потребовала изменения геометрии диффузора и небольшое увеличение площади отверстия на выходном фланце газовыпускного корпуса турбины. В целом выполненные изменения позволили увеличить КПД турбины на 2 %.

При высоких удельных расходах и при высоких степенях расширения потери КПД турбины в газоприемном корпусе составляют около 2 % и увеличиваются даже до 4,5 % при низких степенях расширения. Численный анализ различных вариантов газоприемного корпуса с целью уменьшения потерь и обеспечения более равномерного распределения скоростей на входе в сопловой аппарат позволяет повысить КПД.

Газовыпускные коллекторы 4-тактных двигателей обычно имеют поперечные сечения меньше, чем площади потока в корпусе турбины, поэтому газоприемный корпус турбины должен быть сконструирован для замедления потока. Торможение потока сопровождается большими потерями. Для уменьшения потерь площадь на входе уменьшается, но должен быть найден компромисс, так как это уменьшение — также источник потерь. Газоприемные корпуса турбины турбокомпрессоров TPL-C были оптимизированы и коэффициент потерь в газоприемном корпусе турбокомпрессора TPL76-O был сохранен на том же самом уровне, что и в газоприемном корпусе турбокомпрессора TPL73-A, несмотря на большее замедление потока из-за уменьшения площади входного фланца.

Расширение поля производительности и настройка турбокомпрессора на двигателе выполняется подбором соплового аппарата и рабочего колеса. Фирма MAN B&W выполнила исследования на горячем стенде на типоразмере TCA77 с размерами турбинного колеса на верхнем и нижнем пределе используемого диапазона в сочетании с различными сопловыми аппаратами (СА) в широкой зоне степеней расширения

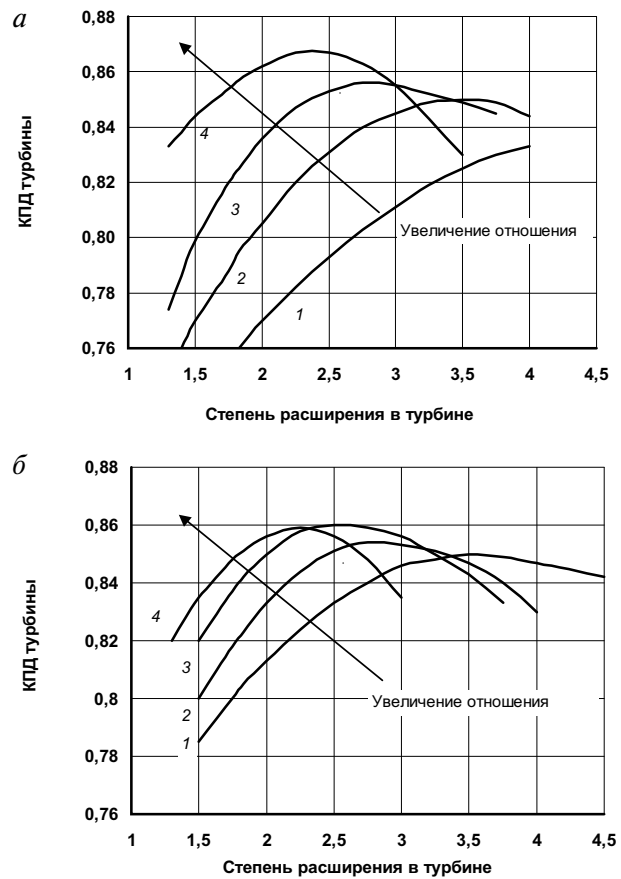


Рис. 8. Влияние на КПД турбины отношения площади соплового аппарата к площади колеса турбины на выходе:

а — колесо большого размера,
б — колесо малого размера

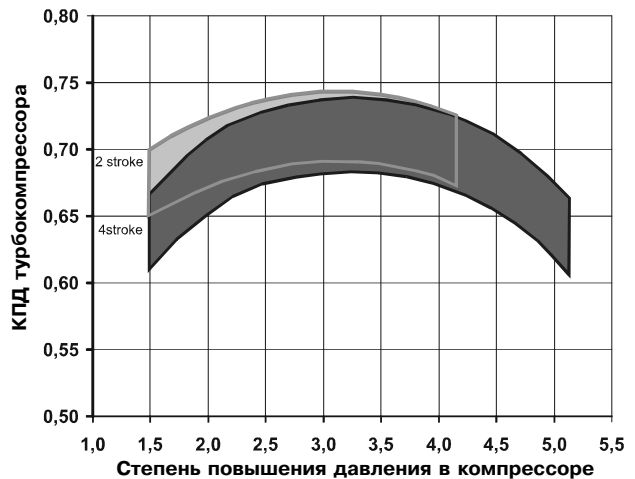


Рис. 9. КПД турбокомпрессоров ряда TCA

(рис. 8). Оптимизация при высоких степенях расширения в турбине была достигнута при низких значениях A_D/A_R , оптимизация при низких степенях расширения — при высоких значениях A_D/A_R (A_D — площадь СА, A_R — площадь РК). Достигнутые уровни КПД турбокомпрессоров приведены на рис. 9.

(Продолжение в следующем номере.)