

## ТУРБОКОМПРЕССОРЫ ФИРМЫ «ABB TURBO SYSTEMS» С РАДИАЛЬНОЙ ТУРБИНОЙ

Г.Е. Циплёнкин, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н., А.А. Коженков, инженер  
ООО «Турбоком»

Рассматриваются характеристики и особенности конструкции турбокомпрессоров с радиальной турбиной серии TPS для высокофорсированных высокооборотных и среднеоборотных дизелей и газовых двигателей, разработанные фирмой «ABB Turbo Systems» за последние два десятилетия.

В настоящее время в конструкции разрабатываемых турбокомпрессоров применяется консольная схема расположения рабочих колес относительно опор. Это позволяет обеспечить простоту конструкции при меньшем количестве деталей, снизить газодинамические потери, увеличить пропускные способности компрессора и турбины, получить компактную конструкцию с меньшими массой и габаритными размерами, удобную для компоновки на двигателе [1].

В течение двух десятилетий фирма «ABB Turbo Systems» занимается разработкой и совершенствованием турбокомпрессоров этого типа [2–13].

### Поля расходов и значения КПД

На конгрессе CIMAC 1995 фирма «ABB Turbo Systems» представила первые образцы нового типоразмерного ряда TPS (Turbocharger Power-range Small) TPS50B и TPS50C, созданные на основе ранее выпускавшегося ряда RR. Турбокомпрессоры предназначены для наддува высокофорсированных среднеоборотных (СОД), высокооборотных (ВОД) дизелей и газовых двигателей мощностью от 750 до 1300 кВт, в том числе СОД, работающих на тяжелом топливе. Поле расходов и диапазон КПД турбокомпрессоров ряда TPS показаны на рис. 1 и 2 [2].

В целях оптимизации систем наддува и удовлетворения требований по увеличению степени повышения давления и КПД фирма разработала новые типоразмерные ряды турбокомпрессоров (ТК) TPS-D и TPS-E, обеспечивающие при работе на полной нагрузке степень повышения давления, равную 4,2, для компрессора D и 4,7 — для компрессора E (рис. 3 и 4) [3, 4]. Эти ТК предназначены для наддува четырехтактных дизелей, форсированных по среднему эффективному давлению до 26 бар и двухтактных до 20 бар.

Разработка дизелей и газовых двигателей нового поколения, связанная с увеличением мощности и снижением уровня вредных выбросов за счет совершенствования систем наддува и применения цикла Миллера, потребовала дальнейшего увеличения степени повышения давления в компрессоре и КПД. Эти новые требования были удовлетворены созданием ряда турбокомпрессоров TPS-F [5–7]. Ряд состоит из пяти типоразмеров (TPS44, TPS48, TPS52, TPS57 и TPS61), перекрывающих диапазон мощностей от 500 до 3500 кВт на один агрегат наддува (рис. 5).

Турбокомпрессоры TPS-F33 были поставлены на производство в 2000–2001 гг., TPS-F32 в

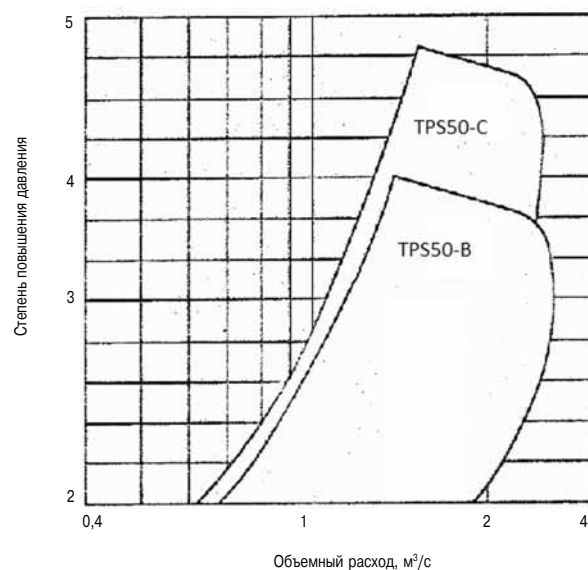


Рис. 1. Поля расходов турбокомпрессоров TPS-B/C



Рис. 2. Диапазоны КПД турбокомпрессоров TPS-B/C

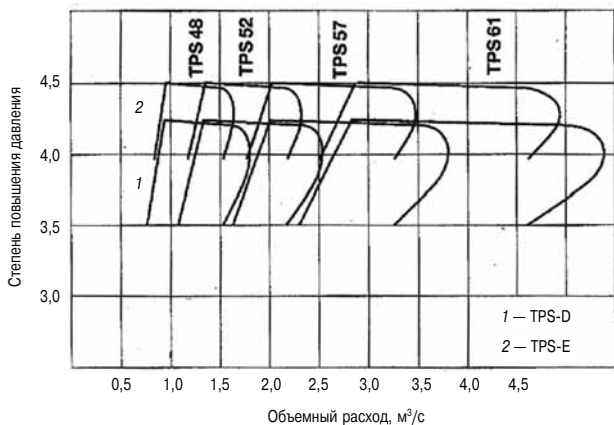


Рис. 3. Поля расходов турбокомпрессоров TPS-D/E

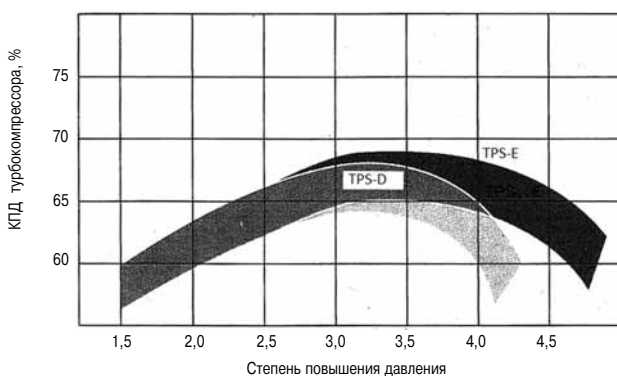


Рис. 4. Диапазоны КПД турбокомпрессоров TPS-D/E

2003 г. и TPS-F31 в 2004 г. на базе турбокомпрессоров ряда TPS-D/E. В турбокомпрессорах типоразмеров TPS-F32 и TPS-F31 достигаются степени повышения давления, равные 5,0.

В 2010 г. фирма АВВ представила на рынок ряд турбокомпрессоров ряда А100, которые позволяют удовлетворить требования стандарта ИМО Tier-II по снижению эмиссии  $\text{NO}_x$  первичными методами [8, 9]. Ужесточение требований по снижению эмиссии  $\text{NO}_x$  требует применения систем наддува с более высокой степенью повышения давления и более высоким КПД для всех типов двигателей. Так, например, в современных системах наддува ВОД и СОД степень повышения давления  $\pi_k$  достигает значений 5,8, а в ТК малооборотных двигателей (МОД) — 4,7 с максимальным КПД 75 % на частичных нагрузках.

В зависимости от назначения двигателя и типа применяемого топлива предлагаются три серии ТК: ТК А100-Н спроектирован для ВОД, работающих на дизельном топливе и газе; ТК А100-М предназначен для СОД, работающих на тяжелом топливе, дизельном топливе и газе; ТК А100-Л разработан для МОД, которые работают на тяжелом топливе.

ТК серии А100-Н и А100-М с радиальной турбиной являются модернизированным вариантом ТК ряда TPS и имеют такие же присоединительные размеры, как и ТК TPS. В сравнении со своими предшественниками ТК А100 обеспечивают более высокие  $\pi_k$  (рис. 6 и 7). Представленные на рис. 5 характеристики ТК А100-Н в сравнении с характеристиками TPS-F показывают незначительное различие в КПД со смещением в сторону более высоких  $\pi_k$ .

На конгрессе СИМАС 2016 фирма АВВ представила доклад, посвященный разработке нового ряда ТК для наддува вспомогательных судовых дизель-генераторов мощностью меньше 2MW, работающих на тяжелом топливе [11]. Вспомогательные судовые двигатели большую часть времени работают с нагрузкой 30–70 % от номинальной. Турбокомпрессоры с радиальной турбиной для дизелей судового назначения были разработаны фирмой «ABB Turbo Systems» в кооперации с «IHI Corporation». Параметры систем наддува обеспечивают требования стандарта ИМО

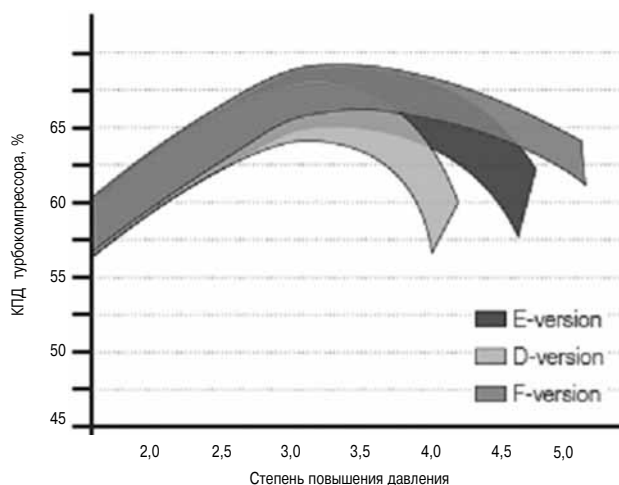
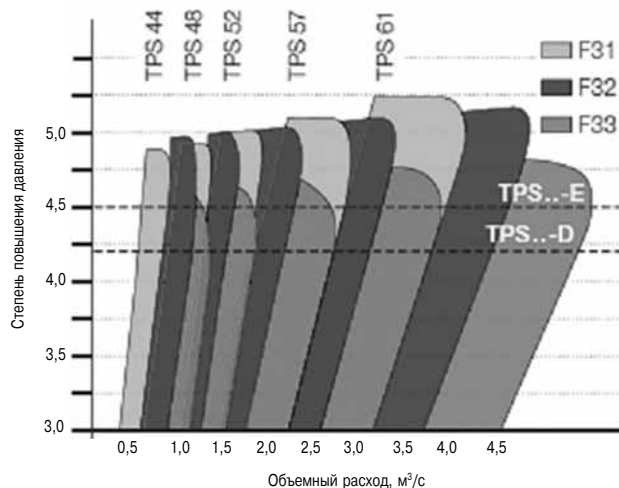


Рис. 5. Поля расходов и диапазоны КПД турбокомпрессоров TPS-D/E/F

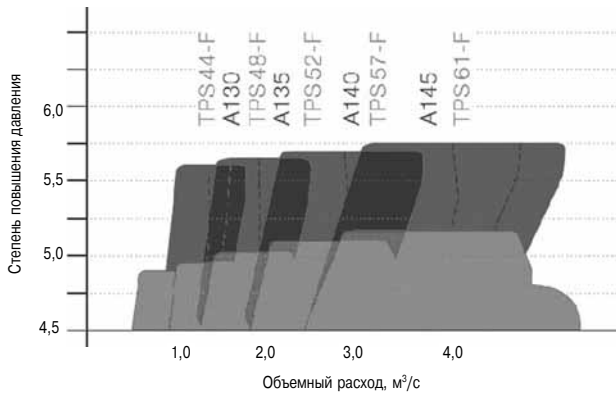


Рис. 6. Поля расходов турбокомпрессоров TPS-F и A100

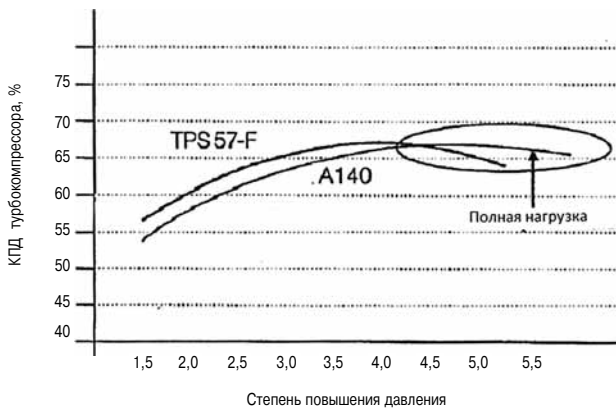


Рис. 7. Сопоставление КПД турбокомпрессоров TPS-F и A140

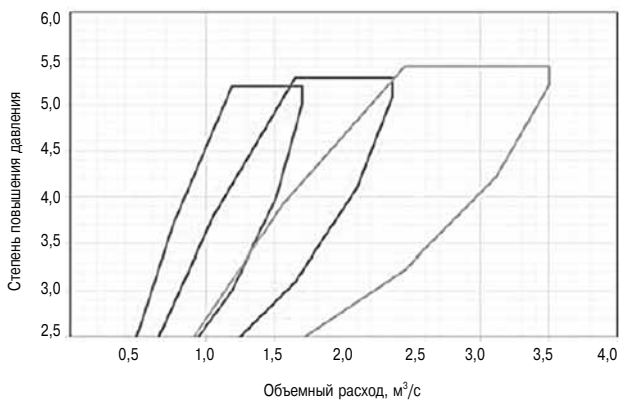


Рис. 8. Поля расходов турбокомпрессоров с радиальной турбиной для вспомогательных судовых двигателей

Tier-II по выбросам  $\text{NO}_x$  без какой-либо дополнительной обработки отработавших газов.

Новый ряд ТК состоит из трех типоразмеров, охватывающих диапазон расходов от 0,6 до 3,5  $\text{м}^3/\text{с}$  (рис. 8). Степень повышения давления находится в диапазоне от 3,5 до 5,2 для маленьких ТК и до 5,4 для ТК крупного типоразмера. Диапазон покрытия широкого поля расходов достигается одним колесом компрессора с

различными типами диффузоров, рассчитанных на высокие или низкие давления.

Характеристики нового ряда полностью перекрывается рядами TPS и A100 (см. рис. 5 и 7), может быть поэтому ему даже не присвоено наименование. Непонятно, с какой целью его вводят, тем более что требуемые характеристики можно обеспечить в рамках имеющихся рядов, а при нагрузке двигателя 30–70 % степень повышения давления 5,2–5,4 не потребуется.

#### Конструкция турбокомпрессора

Исходная конструкция турбокомпрессора TPS имела уменьшенный по диаметру корпус подшипника, состоящий из двух частей (рис. 9). Внутренняя часть подшипника выполнена из литого алюминиевого сплава и охлаждается маслом со стороны турбины, что обеспечивает сохранение низких температур в критических местах на всех режимах работы дизеля. Упорный подшипник установлен со стороны компрессора. Места подвода и слива масла расположены снизу для облегчения установки турбокомпрессора на двигателе. Для соединения корпусов используются V-образные хомуты, что обеспечивает требуемое их взаимное положение. Корпус компрессора соединяется с корпусом подшипников через переходную стенку.

Опорные втулки подшипника — плавающие многоклиновые. Для обеспечения устойчивости

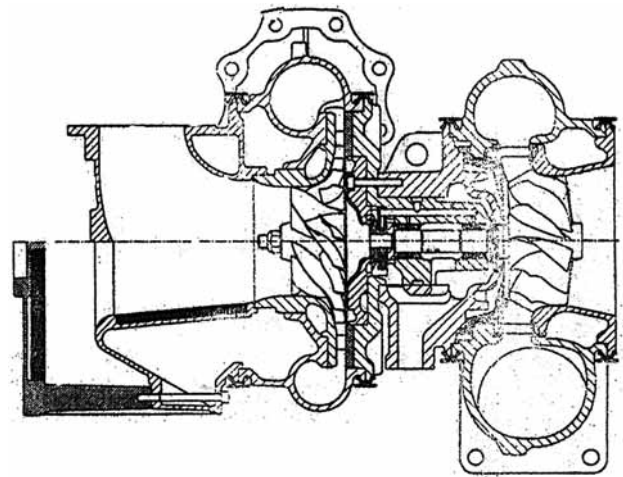


Рис. 9. Исходная конструкция турбокомпрессора TPS

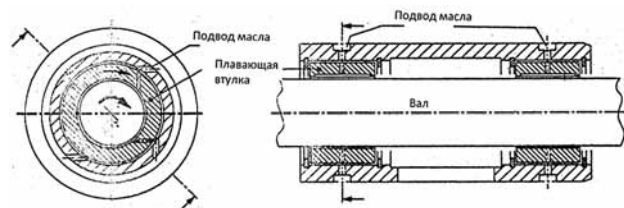
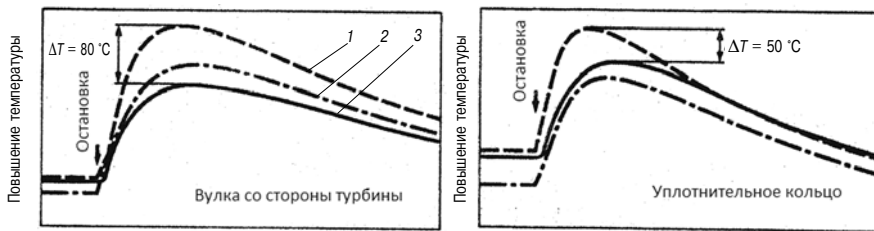


Рис. 10. Тангенциальный подвод масла к плавающей втулке для ее торможения



**Рис. 11. Сопоставление температур втулки и уплотнительного кольца со стороны турбины для различных конструкций:**  
 1 — исходная неохлаждаемая конструкция; 2 — исходная охлаждаемая водой конструкция; 3 — конструкция подшипника TPS

ротора, близкой к устойчивости конструкции с качающейся втулкой, выполнен тангенциальный подвод масла, позволяющий уменьшить скорость вращения втулки примерно на 20 % по сравнению со свободно плавающей (рис. 10). Фирмой получен патент на эту конструкцию [11].

Колесо компрессора выполнено со сквозным отверстием и крепится на валу гайкой.

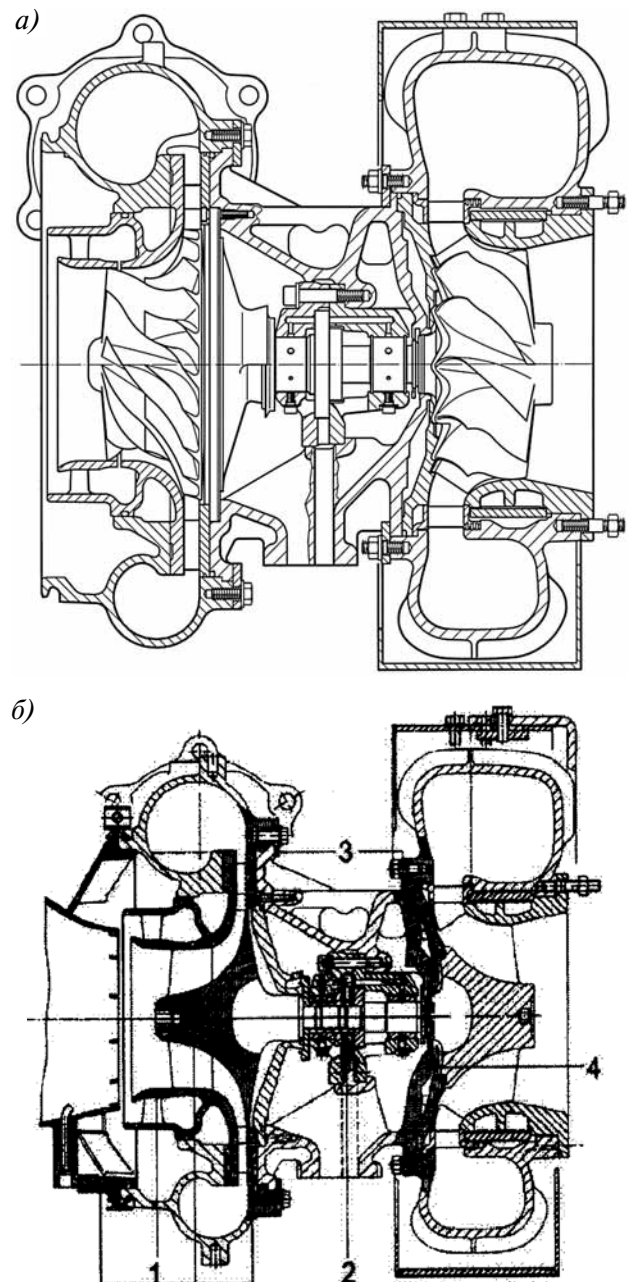
Для исключения коксования масла температура деталей, омываемых маслом, должна поддерживаться низкой, насколько это возможно, как при устойчивой работе, так и при остановке двигателя с режима полной нагрузки. Выполненные с помощью термопар измерения температур в двух критических точках — втулке подшипника и уплотнительном поршневом кольце со стороны турбины (рис. 11), показали, что температура втулки новой конструкции даже ниже, чем у исходной конструкции RR..1 с водяным охлаждением корпуса подшипников. Поэтому корпус подшипников для турбокомпрессоров TPS выполняется без охлаждения водой.

При переходе к турбокомпрессорам модификации TPS-F в конструкцию внесены существенные изменения в зоне узла подшипников (рис. 12, а, 12, б) [5, 6], которые были перенесены и в модификации TPS-D и TPS-E. Корпус подшипников теперь непосредственно соединяет корпуса турбины и компрессора. Он более жесткий, несколько увеличен по диаметру. Упорный подшипник расположен между опорными втулками, что позволяет выполнить большие масляно-воздушные полости и обеспечить хороший слив масла.

Узел подшипника включает в себя корпус подшипника с крышкой, в котором размещены упорный подшипник и две качающиеся опорные втулки с многоклиновыми рабочими поверхностями. Уплотнение со стороны компрессора размещено в конусообразной стенке, отделяющей корпус подшипников от колеса компрессора. Для облегчения обслуживания используется сегментное соединение фланцев корпуса подшипников с корпусами компрессора и турбины накладками для свободной взаимной установки

корпусов и легкой разборки после длительного периода работы. Все части турбокомпрессора могут быть извлечены с компрессорной стороны, в том числе и сопловой аппарат.

Модульная конструкция позволяет реализовать дополнительную комплектацию, в которую входит раскрутка ротора струей воздуха, рециркуляция потока на входе в компрессор, варианты проточных частей турбины, перепуск



**Рис. 12. Продольный разрез турбокомпрессора TPS57-F: а — [5]; б — [6]**

воздуха, датчик измерения частоты вращения, устройства для промывки проточных частей и колес компрессора и турбины и т. д. Все эти дополнительные опции могут быть встроены сразу или в процессе дальнейшей эксплуатации.

Следует отметить, что при каждой модернизации сохраняются присоединительные размеры существующего ряда турбокомпрессоров, что дает существенные преимущества потребителю при совершенствовании характеристик дизелей.

При разрыве колеса турбины, все его части остаются внутри корпуса. Это обеспечивается конструкцией газоприемного корпуса турбины с установленными внутренним и наружным предохранительными кольцами. Газоподводящий корпус имеет два, три или четыре отверстия для подвода газа, что позволяет использовать агрегат для любых вариантов систем импульсного наддува. Чтобы предотвратить касание колеса турбины о газовыпускной фланец при малых зазорах, необходимых для достижения высокого КПД, корпус подшипников и газоприемный корпус для турбокомпрессоров выполнены с разделительной стенкой, выполняющей функции центрирующего устройства. Более высокие

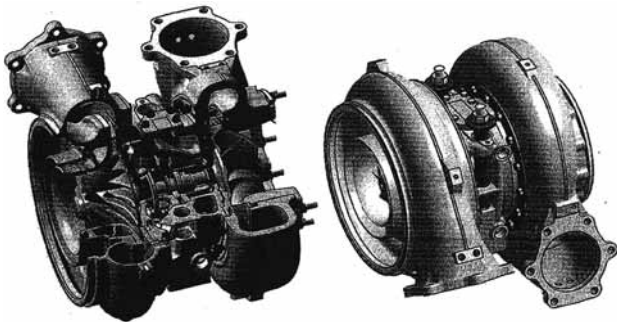


Рис. 13. Макет с разрезом и общий вид турбокомпрессора А100-Н для ВОД

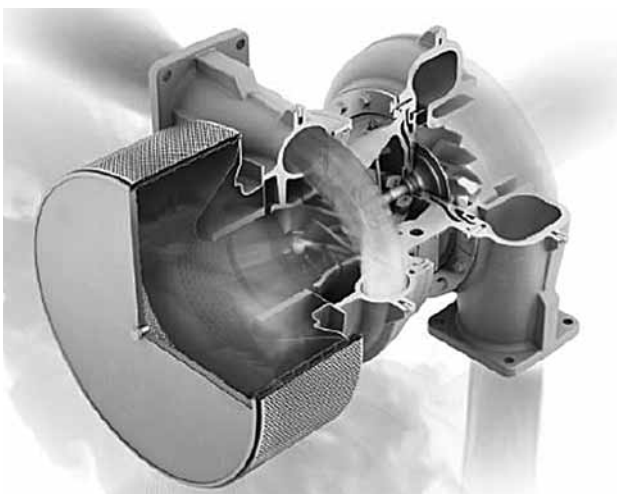


Рис. 14. Макет турбокомпрессора для вспомогательного двигателя

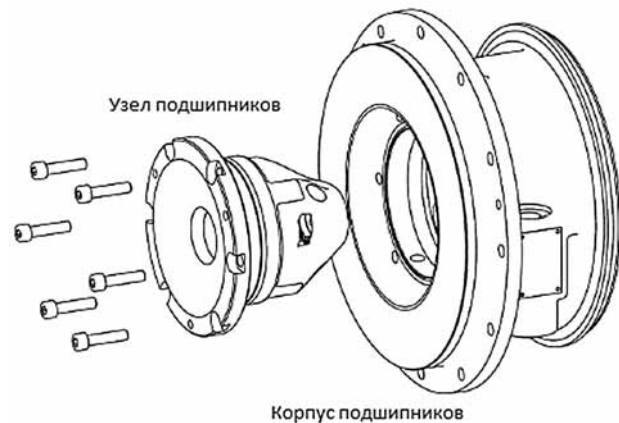


Рис. 15. Установка узла подшипников в корпус подшипника малоразмерного турбокомпрессора

давления воздуха и газа, а также более высокая кинетическая энергия вращающихся частей сделала необходимым усиление конструкции корпусов. Каналы для охлаждения компрессора на ТК А100-Н и А100-М встроены в корпус подшипников в пределах тех же размеров, что и на выпускаемых ТК ряда TPS. Макетное изображение турбокомпрессора с разрезом и общий вид турбокомпрессора А100 (рис. 13) [8] показывают, что его конструкция идентична конструкции турбокомпрессора TPS.

Продольный разрез турбокомпрессора нового ряда в докладе [11] не приведен. Разрез на макете затенен струей воздуха (рис. 14) [11], и ракурс не дает возможности увидеть подшипник. Однако рис. 15 [11], показывающий установку узла подшипника в корпус подшипников, демонстрирует, что в узел подшипников внесены изменения. Подшипниковый узел включает в себя не только опорные и упорные части подшипника и упорное кольцо, но и уплотнение вала со стороны компрессора. Подшипниковый узел может быть предварительно собран и храниться в качестве запасной части. Корпус компрессора при этом крепится непосредственно к корпусу подшипников.

В процессе эксплуатации при обслуживании извлекается картридж, состоящий из ротора и связанных с ним корпусов, но без газоприемного корпуса. Из-за малых размеров турбокомпрессоров А100-Н, предназначенных для ВОД, рекомендуется замена ТК как единого агрегата.

#### Компрессор

Компрессорное колесо цельнофрезерованное из алюминиевого сплава навинчивается на вал. По мере увеличения  $\pi_k$  конструкция колеса оптимизировалась на основе расчета течения трехмерного вязкого потока и условия прочности. Использование укороченных лопаток позволяет получить высокий удельный расход, а лопатки,

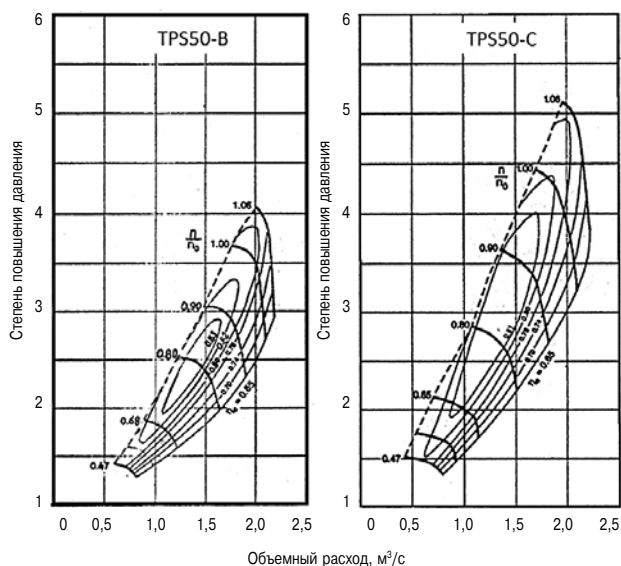


Рис. 16. Сопоставление характеристик компрессоров TPS-B и TPS-C

загнутые назад, на выходе из колеса расширяют характеристику компрессора со смещением пика КПД от границы помпажа. Для получения требуемого уровня КПД при высоких  $\pi_k$  используется лопаточный диффузор.

Для обеспечения прочности центробежного колеса и для достижения срока службы 50 000 ч при окружной скорости колеса более 500 м/с контур задней стороны диска был оптимизирован по результатам расчета напряжений методом конечных элементов.

Улучшение характеристик агрегата наддува, в основном, было достигнуто за счет совершен-

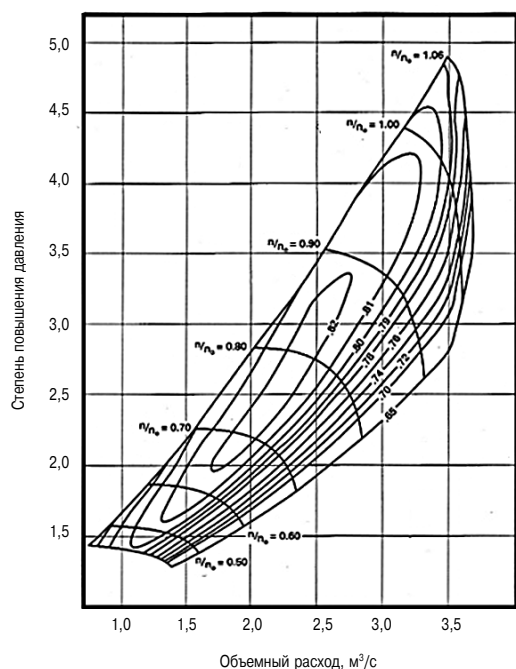


Рис. 17. Характеристика компрессора TPS57-D

ствования компрессора. Сопоставление характеристик компрессора TPS50C с компрессором TPS50B показывает, что при уровне КПД порядка 80 % первый обеспечивает максимальное  $\pi_k = 4,4$ , а второй  $\pi_k = 3,5$  (рис. 16) [2]. Этот пример показывает, как необходимо изменить характеристику компрессора при использовании в дизеле цикла Миллера. Если при реализации обычного цикла дизеля контрольная точка совместной работы дизеля и ТК характеризуется значениями расхода  $G = 1,5 \text{ м}^3/\text{с}$  и  $\pi_k = 2,5-2,7$ , то для использования цикла Миллера при расходе  $G = 1,5 \text{ м}^3/\text{с}$  требуется  $\pi_k = 3,5$ .

Характеристика компрессора TPS57D, рассчитана на более высокие расходы и обеспечивает возможность достижения КПД = 81 % при  $\pi_k = 4,0$  (рис. 17) [4].

Достижение КПД 80 % при более высоких значениях расхода и более высоких  $\pi_k$  обеспечивает компрессорная ступень турбокомпрессора TPS-F [5, 6].

Широкое поле расходов (см. рис. 3, 5, 6) формируется за счет различных вариантов проточных частей компрессорной ступени, которые имеют различные диаметры входа в рабочее колесо (РК) и пропускные способности лопаточного диффузора (ЛД). Причем исходная профилировка колеса остается неизменной для снижения расходов производства. Относительный диаметр входа в колесо компрессора изменяется в пределах 0,55–0,72 от наружного диаметра колеса. Пропускная способность лопаточного диффузора, характеризуемая отношением площади горла межлопаточного канала к шагу между лопатками, находится в пределах 0,30–0,48. Однако с увеличением  $\pi_k$  диапазон изменения этих параметров сужается к средней части, так как характеристики РК и ЛД от границы помпажа до запираания становятся более узкими и крутыми, что требует тщательного согласования параметров РК и ЛД. При использовании реактивных колес с лопатками, загнутыми назад, имеется еще один параметр настройки — угол лопатки на выходе из колеса, который значительно влияет на рабочую характеристику.

В турбокомпрессорах фирмы «ABB Turbo Systems», работающих при  $\pi_k = 4$  и выше, диапазон расходов для каждого типоразмера разделен на три конструктивные зоны (рис. 18) [6]. Для каждой из трех конструктивных зон установлены индивидуальные проточные части, что гарантирует достижение требуемого КПД при различных  $\pi_k$ . Ступень компрессора TPS57-F33, спроектированная для конструктивной зоны III была впервые оборудована устройством для рециркуляции потока и появилась на рынке в 2000–2001 гг. [5]. Рециркуляция существенно смещает

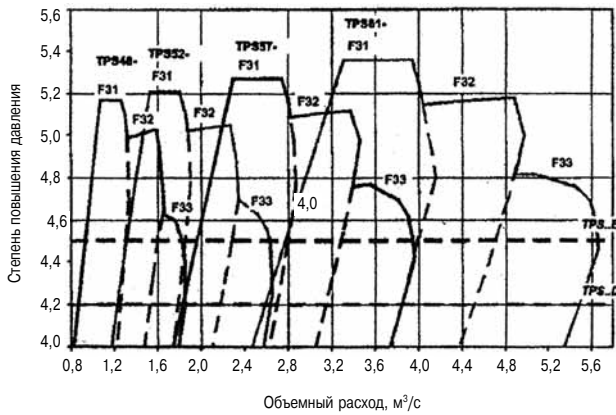


Рис. 18. Три конструктивные зоны для каждого типоразмера турбокомпрессора

границу помпажа и расширяет диапазон рабочей характеристики компрессора без снижения КПД. Диапазон расходов был увеличен на 15 % по сравнению с компрессором TPS-E (рис. 19) [6]. Степень повышения давления составляет 4,7, в то время как в компрессоре TPS-E она не превышает 4,2.

Компрессорные ступени TPS57-F31 и TRF57-F32 спроектированы, соответственно, для конструктивных зон I и II. Максимальный КПД компрессора TPS57 со ступенью F31 равен 83 %, со ступенью F32 — 82 % [6]. Проточные части этих модификаций ТК позволяют повысить степень повышения давления до 5,3 и 5,1 с

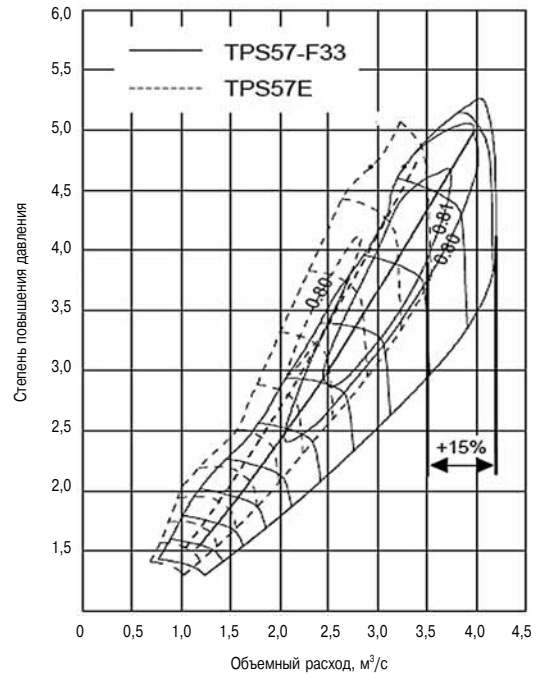


Рис. 19. Характеристики компрессоров TPS57-F33 и TPS57-E

ожидаемым сроком службы алюминиевого колеса 50 000 ч.

Из сравнения характеристик компрессоров (рис. 18–19) следует, что в I зоне (левая граница поля с малыми расходами) типоразмера достигается максимальные значения  $\pi_k$  и КПД. При

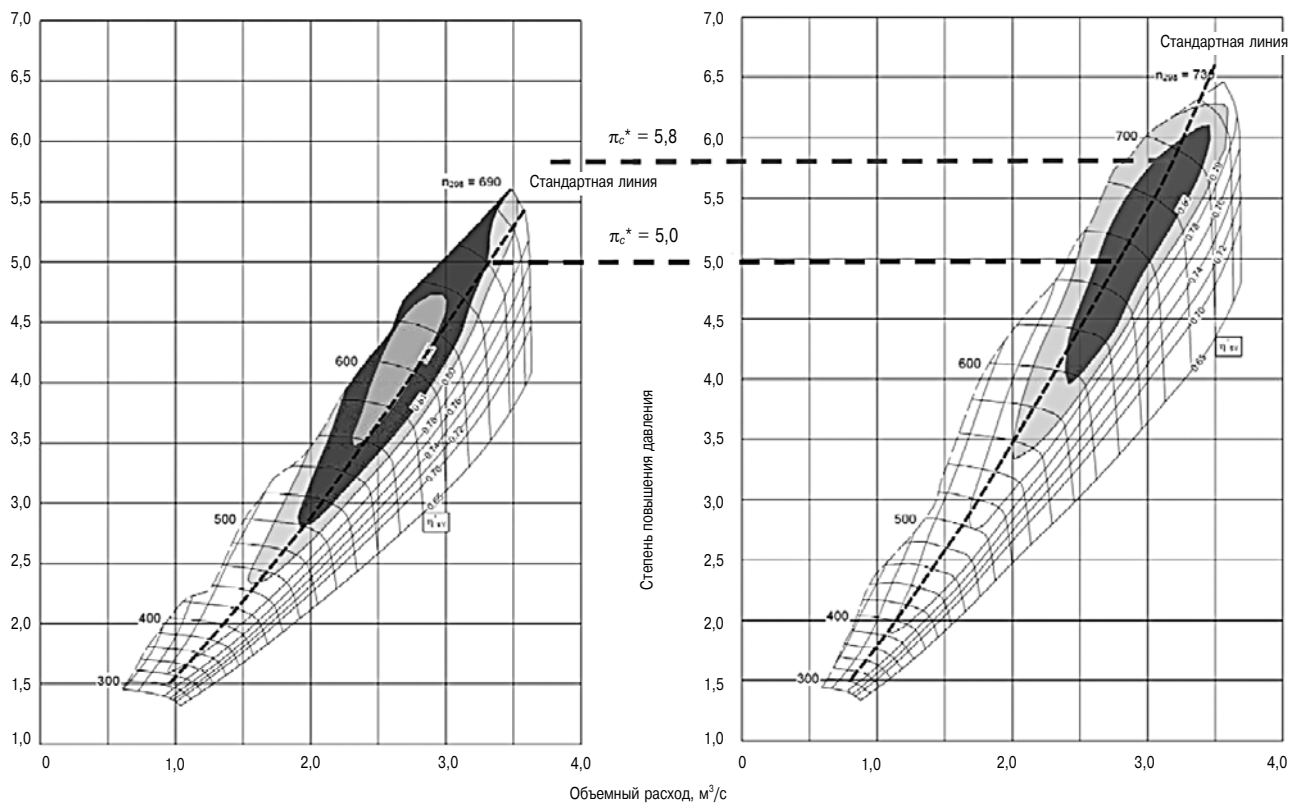
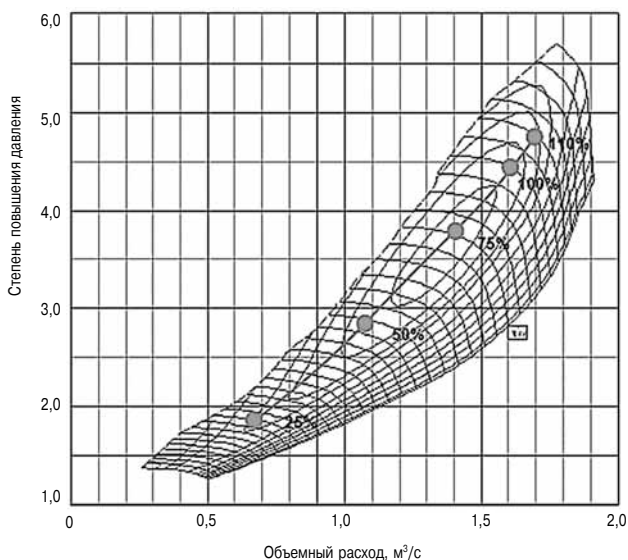


Рис. 20. Сопоставление характеристик компрессоров A100 и TPS-F32





**Рис. 21.** Характеристика компрессора с максимальным КПД в зоне частичных нагрузок вспомогательных дизелей

больших расходах (правая граница поля) эти параметры снижаются. В зоне II они имеют среднее значение.

В ТК А100 достигнуто  $\pi_k = 5,8$  при значении КПД 80 % за счет использования вновь разработанных проточных частей компрессора. На рис. 20 приведено сопоставление характеристик А100 и TPS57-F32 [10]. Заданные значения  $\pi_k$  достигают при использовании охлаждения колес компрессора из алюминиевых сплавов, при этом при значении  $\pi_k \leq 5,2$  охлаждение колеса не требуется. Охлаждение колеса выполняется воздухом, отбираемым из ресивера после охладителя. Из сопоставления характеристик следует, что расход воздуха, равный  $3 \text{ м}^3/\text{с}$ , обеспечивается компрессором TPS-F32 при  $\pi_k = 4,5$  и КПД 82 %. Турбокомпрессором А100 тот же расход обеспечивается при  $\pi_k = 5,5$  и КПД 80 %. Расход воздуха в ТК А100 увеличен за счет большего диаметра колес при сохранении одинаковых размеров корпуса компрессора.

Характеристика компрессора самого малого типоразмера с нанесенной расходной характеристикой вспомогательного судового двигателя (рис. 21) [12] показывает, что зона максимального КПД достигается на режимах частичных нагрузок. При его доводке был использован лопаточный диффузор и рециркуляция потока на входе в рабочее колесо. Численных значений КПД в докладе не приведено.

#### Турбина

Турбина турбокомпрессоров TPS и А100 радиальная с сопловым аппаратом, как для системы импульсного наддува, так и для системы наддува постоянного давления. При работе турбокомпрес-

сора в условиях применения тяжелого топлива колесо турбины подвергается эрозии. Использование соплового аппарата с защитным покрытием позволяет увеличить срок службы турбокомпрессора в пять раз по сравнению с ТК обычного исполнения.

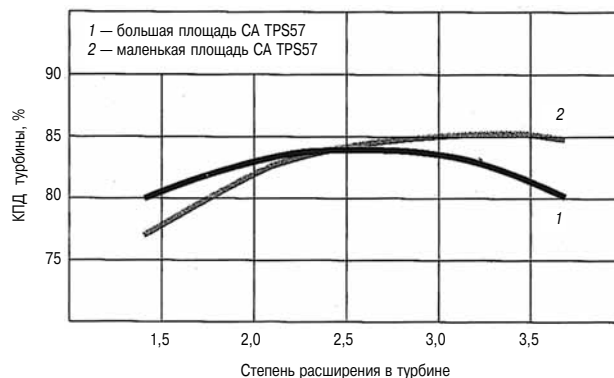
Геометрия диска колеса турбины оптимизирована с целью достижения максимально возможных степеней повышения давления.

Турбинная ступень турбокомпрессора TPS-F со сроком службы 50 000 ч при температуре газов на входе  $680 \text{ }^\circ\text{C}$  допускает степень повышения давления 5,2.

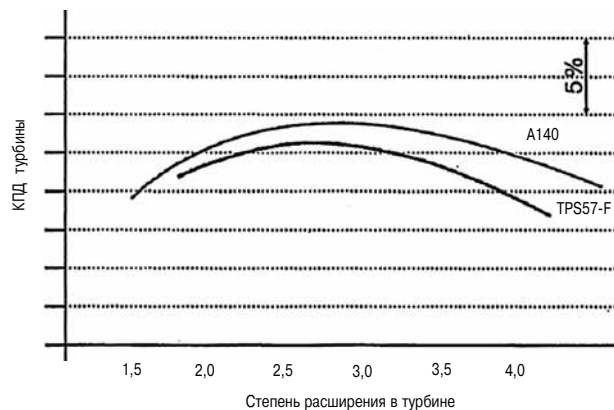
С учетом высоких окружных скоростей ротора, особое внимание было уделено механической прочности турбинных колес А100-Н и А100-М.

Турбина TPS57-D/E имеет КПД 80–85 % в широком диапазоне степени расширения в турбине (рис. 22) [4].

Характеристика турбины TPS-F не приводится ни в проспекте [7], ни в докладах [5, 6]. Поскольку основное повышение КПД ТК было достигнуто за счет совершенствования компрессора, КПД турбины, по-видимому, находится на уровне TPS-D/E. В проспекте ТК А100-М/Н приведено сопоставление характеристик турбин А100 и

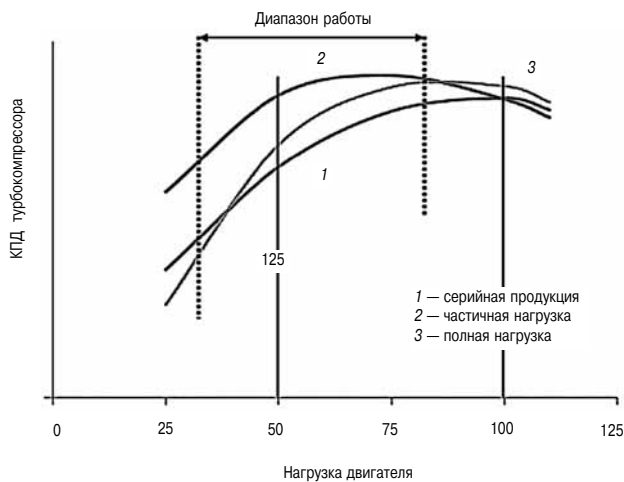


**Рис. 22.** Характеристика турбины TPS57-D/E



**Рис. 23.** Сопоставление характеристик турбин А100 и TPS57-F





**Рис. 24.** Характеристики турбины TPS44 с оптимизацией работы на частичной и полной нагрузке

TPS57-F, но без указания абсолютных значений КПД. В результате оптимизации проточной части турбины КПД увеличился от 1 до 3 % в зависимости от  $\pi_k$  (рис. 23) [9]. Максимальное увеличение КПД достигается при степени расширения 4,5.

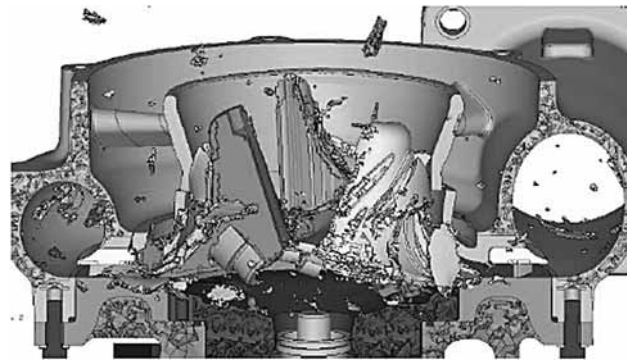
Характеристика турбины самого малого типоразмера (рис. 24) [12] была оптимизирована для работы на частичных нагрузках за счет изменения соотношений диаметров турбинного и компрессорного колес с соответствующим обеспечением оптимального значения  $U/C$  около 0,7 для достижения максимального КПД турбины.

#### Фирменные квалификационные испытания

Все модели турбокомпрессоров предварительно подвергаются фирменным квалификационным испытаниям перед запуском в производство. Окончательная проверка их надежности завершается эксплуатацией на двигателе. Фирма поддерживает тесные связи с двигателестроителями на всех стадиях разработки, что позволяет выявить в конструкции недостатки и устранить их перед запуском в серийное производство.

Программа фирменных квалификационных испытания включает в себя:

- многоцикловые усталостные испытания лопаток турбины;
- малоцикловые разрушающие испытания колеса турбины;
- термоциклические испытания корпуса турбины;
- измерение динамических напряжений в лопатках турбины и компрессора;
- испытания при помпаже;
- измерение уровня шума;
- определение вибрационных характеристик ротора при различных зазорах в подшипниках в пределах поля допусков;



**Рис. 25.** Моделирование разрушения колеса компрессора

- горячие испытания с остановкой после полной нагрузки;
- проверка работы уплотнений со стороны компрессора и турбины;
- проверка плотности фланцев;
- разрывные испытания колес турбины и компрессора;
- испытания ударной волной.

Разрывные испытания проводятся с целью подтверждения безопасности для персонала. Конструкция турбокомпрессора должна обеспечивать сохранение обломков внутри корпусов в случае разрушения колес компрессора или турбины. Для достижения требуемой разрушающей скорости с превышением максимально допустимой до 120–125 %, колеса компрессора и турбины специально ослабляются. Испытания включают в себя работу турбокомпрессора в течение 5–10 минут при максимально допустимой скорости с последующим разгоном ротора настолько быстро до разрушения.

Наряду с разрушающими испытаниями фирма АВВ выполняет моделирование разрушения колес на основе полученных экспериментальных данных. Взаимодействие корпуса и частей колеса компрессора при разрыве смоделировано с использованием переходных динамических методов МКЭ программного пакета LS-DYNA (рис. 25) [12].

#### Новый ряд турбокомпрессоров для ВОД

В докладе [13] на конгрессе СИМАС 2016 сообщается, что в настоящее время турбокомпрессоры с радиально-осевой турбиной A100-H и TPS применяются в основном на высокооборотных газовых двигателях. Поэтому фирма АВВ планирует расширить область применения этих турбокомпрессоров для ВОД в диапазоне мощностей от 1 до 3,5 МВт.

Фирма систематизировала возможные области применения систем наддува для ВОД:

- выработка электроэнергии в режиме ожидания (аварийные дизель-генераторы);

➤ выработка электроэнергии в постоянном режиме (промышленные и судовые дизель-генераторы);

➤ привод механизмов на морских судах с различной частотой вращения;

➤ добыча нефти и газа на суше и шельфе;

➤ перевозки на большегрузных самосвалах.

Фирма проанализировала (подробно и научно-образно) потребности конечных потребителей и сформулировала требования к турбокомпрессору для каждой сферы применения. В целом они выглядят так:

➤ высокая степень повышения давления;

➤ широкий диапазон расходов;

➤ высокий КПД на полной и частичной нагрузке в зависимости от двигателя;

➤ хорошая приемистость;

➤ высокая надежность и длительные интервалы технического обслуживания;

➤ простота и низкая стоимость обслуживания.

➤ сохранение рабочих характеристик при неблагоприятных окружающих условиях.

Авторы уверяют, что особенности работы турбокомпрессоров ВОД различного применения требуют применения конструктивных решений, отличающихся от принятых для турбокомпрессоров СОД или стационарных высокооборотных газовых двигателей.

Так, например, требование обеспечения высокого КПД на турбокомпрессорах А100-Н и TPS достигается применением лопаточного диффузора. Для вновь разрабатываемых турбоком-

прессоров в зависимости от степени повышения давления, при котором требуется максимальный КПД, будет устанавливаться лопаточный или безлопаточный диффузор. На характеристиках компрессора (рис. 26) [13], как степень повышения давления, так и расход воздуха даны в относительных единицах. Нетрудно догадаться, что  $\pi_k$  разделено на 5, поэтому безлопаточный диффузор предлагается использовать до  $\pi_k = 3,0$ . Зоны КПД, выделенные жирной линией, указывают на один и тот же КПД компрессора.

В предлагаемом ряде турбокомпрессоров для ВОД используется безлопаточный диффузор. При этом не предусмотрена работа ТК в системе импульсного наддува. Для снижения момента инерции ротора предлагается лопатки выполнять более тонкими, что, по мнению разработчиков, позволит увеличить пропускную способность турбины и уменьшить диаметр турбины. Рассматривается вопрос применения шариковых подшипников, если будут достигнуты надежность и срок службы такие же, как в подшипниках скольжения.

#### **Турбокомпрессоры — «под колпаком» у фирмы «ABB Systems»**

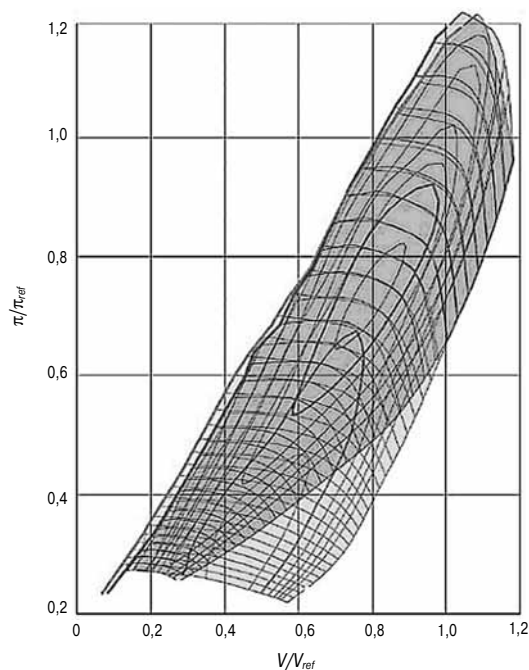
В последние годы в некоторых сферах деятельности, таких как морское судоходство, горнодобывающая промышленность и нефтегазовая отрасль, в которых используются турбокомпрессоры, отмечается потребность в постоянной оценке параметров их работы.

Наличие большого количества высококачественных датчиков, информационных систем и постоянно улучшающейся спутниковой связи позволяют обеспечить эти потребности технически, а клиентам использовать оперативные данные о работе оборудования для оптимизации профилей нагрузки и улучшения технического обслуживания.

Фирма «ABB Systems», как одна из самых квалифицированных и крупных по объему производства и наличию станций технического обслуживания, пытается укреплять и расширять свои позиции на основе получения оперативной информации о техническом состоянии систем наддува при эксплуатации турбокомпрессоров [14].

Бизнес-подразделение «ABB Marine & Ports» поддерживает интерес клиентов, предоставляя индивидуальные консультативные программы, а именно — RDS, EMMA & Octopus, предназначенные для улучшения характеристик, КПД и надежности ТК.

Для улучшения сервиса «ABB Systems» может встраивать системы диагностики турбокомпрессора, как одного из важных ключевых компонентов силовой установки, в существующие цифровые опорные сети связи, подобные имеющимся у «ABB Marine & Ports».



**Рис. 26. Характеристики компрессоров с лопаточным и безлопаточным диффузорами**

Встраивание в цифровую инфраструктуру связано с установкой датчиков на турбокомпрессор, их подключением и разработкой программы, учитывающей потребности клиента. Обработка данных позволяет дать своевременные рекомендации по поддержанию эффективной работы, безопасности и надежности системы наддува. Фирма разработала пакет услуг, в который включены следующие функции:

- контроль эксплуатационных ограничений;
- поддержка поиска и устранения неисправностей и анализ их основных причин;
- документирование истории режимов работы турбокомпрессора;
- оптимизация процесса планирования технического обслуживания;

➤ оптимизация мойки проточных частей и колес турбокомпрессора в соответствии с рекомендациями.

Модуль эксплуатационных ограничений гарантирует, что чрезмерные нагрузки выше 100 % от номинального значения фиксируются, и клиенту делается предупреждение. Такие эксплуатационные параметры, как частота вращения турбокомпрессора, температура газа на входе в турбину, число перегрузок учитываются соответствующей станцией технического обслуживания АВВ, которая рассматривает эту информацию для активного планирования технического обслуживания. Это снижает риск неожиданного сбоя, и позволяет клиенту воспользоваться скидкой для своевременного заказа.

#### Литература

1. Дейч Р.С., Иовлев В.И., Ципленкин Г.Е. Характерные черты конструкции современного турбокомпрессора // Двигателестроение. — 2001. — № 1. — С. 15–17.
2. Gribl U., Elvekjaer P., Mooser K. New Series of Small Abb Turbochargers for High Pressure Ratios. Paper, D62-CIMAC 1995.
3. Codan E. «Optimising the Turbocharging of large Engines in the Future» CIMAC, Copenhagen 1998, v. 4, 967–984.
4. ABB Turbochargers. TPS..D/E — The Perfomer. Product Information.
5. Hunziker R., Jacoby P. «A new series of small turbocharger for high flow rates and high pressure ratios», CIMAC 2001, Hamburg, v. 2, 321–331.
6. Born H., Meier M., Roduner C. TPS-F: a new series of small turbochargers for highest pressure ratios. CIMAC 2004, Kyoto.
7. Product Information. ABB Turbocharging. TPS..-F.

8. Wunderwald D. A100-H the new single stage turbocharging benchmark for high-speed engines. Magazine TURBO. Nummer 2/2008.

9. Product Information. A100-M/H radial. Optimized fuel consumption and rapid cost-effective conversion.

10. Neuenschwander P., Thiele M., Seiler M. New turbochargers for more powerful engines running under stricter emissions regimes. Paper № 128, CIMAC 2010, Bergen.

11. Berthold H., Diebold W. M. «Offenlegungsschrift DE 42 00 687 A1».

12. Schlienger J., Nakano K. Radial Turbocharger for small bore Marine Auxiliary Engines. Paper № 194, CIMAC 2016, Helsinki

13. Gisiger M., Gwehenberger T. New single-stage turbochargers for large high speed diesel engines. . Paper № 246, CIMAC 2016, Helsinki.

14. Daiber M., Spilker T. Embedded Turbocharger Performance Monitoring. Paper № 275, CIMAC 2016, Helsinki.