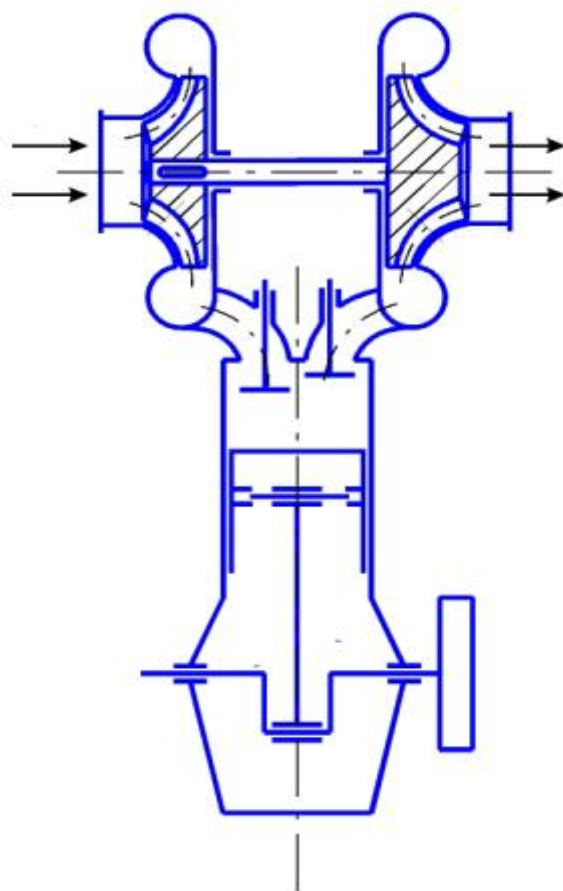


В.Г. Гурьев

СИСТЕМА НАДДУВА ДВС

Учебное пособие



Калининград
Издательство БГАРФ
2021

Федеральное агентство по рыболовству

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

«Калининградский государственный технический университет»

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота

В.Г. Гурьев, канд. пед. наук, доцент

СИСТЕМА НАДДУВА ДВС

Учебное пособие
для курсантов и студентов
судомеханических факультетов морских академий
всех форм обучения

Калининград
Издательство БГАРФ
2021

УДК 621.436.(075)

Гурьев В.Г. Система наддува ДВС: учеб. пособие. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2021. – 71с.

Учебное пособие содержит материал необходимый курсантам для изучения агрегатов наддува дизелей, как одного из основных разделов дисциплины судовые турбомашины.

В учебном пособии содержит основные сведения о системе наддува двигателей внутреннего сгорания. Одним из основных направлений повышения технико-экономических показателей судовых дизелей является совершенствование, как самих двигателей, так и систем обеспечивающих их работу, в том числе системы наддува.

В соответствии с требованиями международных конвенций СОЛАС-74, ПДНВ-78 (с поправками), а также национальных руководящих документов каждый инженер – механик с целью успешной эксплуатации судовых дизелей обязан знать теорию и конструкцию ДВС, средства и методы оценки надежности и технического состояния турбонаддувочных агрегатов, причины износа и загрязнения элементов системы наддува.

Учебное пособие написано в соответствии с учебной программой подготовки курсантов по специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок», требованиями Регистра и Международных конвенций.

Ил.35, табл.2, библиогр. – 8 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Балтийской государственной академии рыбопромыслового флота.

Рецензент: Можаяев О.С. канд. техн. наук, профессор, зав. каф. СЭУ;
Матвеев А.В. судовой механик 1 разряда.

Список принятых сокращений

АСС – моющее средство воздухоохладителей (Air cooler cleaner)
ГД – главный двигатель
ГТНА – газотурбонагнетальный агрегат
ГТН – газотурбонаддув
ГТ – газовая турбина
ВНА – воздухо-направляющий аппарат
ВОХ – воздухоохладитель
ДВС – двигатель внутреннего сгорания
КВД – компрессор высокого давления
КНД – компрессор низкого давления
ОГ – отработанные газы
ОНВ – охладитель надувочного воздуха
°ПКВ – угол поворота коленчатого вала
РНВ – ресивер наддувочного воздуха
ТВД – турбина высокого давления
ТНД – турбина низкого давления
ТК – турбокомпрессор осевой
ТКР – турбокомпрессор радиальный
СТС – судовые технические средства
ЭВМ – электронно-вычислительная машина
ЦПУ – центральный пост управления

Введение

Современные ДВС нашли широкое применение в морских перевозках в качестве судовых энергетических установок, как наиболее экономичные и надежные. Одним из основных направлений повышения технико-экономических показателей судовых дизелей является совершенствование, как самих двигателей, так и турбокомпрессоров. Турбонаддувочный агрегат, снабжая двигатель воздухом, оказывает существенное влияние на его характеристики, и наоборот, характеристики ТК во многом зависят от рабочих процессов газообмена в цилиндрах двигателя, его конструкции. Турбонаддув не только повышает КПД дизельных и газовых двигателей, но он также имеет важные преимущества с экологической точки зрения. Снижая потребление топлива, он уменьшает выброс отработавших газов и создаёт для конечного пользователя возможность обеспечивать соответствие своей продукции всё более ужесточающимся современным экологическим требованиям. Но всё же, именно увеличение выходной мощности двигателя является самым большим преимуществом турбонаддува. Отсюда правильная эксплуатация ТК, своевременная его очистка может иметь важное значение для повышения надежности и экономичности ДВС.

В соответствии с требованиями международных конвенций СОЛАС-74, ПДНВ-78 (с поправками), а также национальных руководящих документов каждый инженер – механик с целью успешной эксплуатации судовых дизелей обязан знать теорию и конструкцию ДВС, средства и методы оценки надежности и технического состояния турбонаддувочных агрегатов, причины износа и загрязнения элементов системы наддува ДВС.

Современные суда могут работать в разных климатических условиях, что требует от экипажа машинной команды учитывать влияние внешних и эксплуатационных факторов на совместную работу главного двигателя и его вспомогательных механизмов, в частности газотурбоагнетателя и в целом системы наддува с охладителями наддувочного воздуха.

Судовой – механик с целью успешной эксплуатации судовых дизелей обязан знать теорию и конструкцию ДВС, средства и методы оценки надежности и технического состояния турбонаддувочных агрегатов.

Каждый механик на судне должен пройти одобренное обучение и подготовку и отвечать стандарту компетентности, указанному в

разделе А-III/1 Кодекса ПДНВ-78 с поправками, то есть знать, понимать и правильно применять на практике профессиональные навыки, такие как:

- подготовка, эксплуатация, обнаружение неисправностей и меры, необходимые для предотвращения причинения повреждений главному двигателю и связанные с ним вспомогательные механизмы, в том числе газотурбонагнетателю;

- методы выполнения безопасных аварийных/временных ремонтов;

- методы и средства предотвращения загрязнения морской среды с судов;

- действия, которые необходимо предпринимать для защиты и охраны всех лиц на судне в случае аварии.

Каждая Администрация, в соответствии с положениями раздела А-I/14, должна возлагать на компании ответственность за назначение моряков для работы на их судах в соответствии с положениями МК ПДНВ и требовать от каждой такой компании обеспечивать, чтобы:

- моряки, получая назначение на любое из ее судов, были знакомы со своими конкретными обязанностями, а также со всеми судовыми устройствами, установками, оборудованием, процедурами и характеристиками судна, которые имеют отношение к их повседневным обязанностям или обязанностям при авариях;

- судовой персонал мог эффективно координировать свою деятельность в аварийной ситуации и при выполнении функций, имеющих жизненно важное значение для обеспечения безопасности, охраны и предотвращения загрязнения или смягчения его последствий.

Глава 1 Значение системы наддува в работе ДВС

1.1 Необходимость системы наддува ДВС

Дизельные двигатели с системой наддувом играют важную роль в мировой экономике. Они используются в качестве первичных или вспомогательных двигателей на разных судах от супертанкеров до быстроходных паромов и способствуют ведению торговли между государствами, а так же применяются на пассажирском транспорте, военных кораблях. Но эти высокоэффективные машины используются не только в морском судоходстве – во всём мире энергия дизельных и газовых двигателей с турбонаддувом

используется в самолетостроении, на электростанциях, в локомотивах и больших внедорожных транспортных средствах.

Задача повышения мощности и крутящего момента двигателя была актуальна всегда. Мощность двигателя напрямую связана с рабочим объемом цилиндров и количеством подаваемой в них топливо-воздушной смеси, чем больше в цилиндрах сгорает топлива, тем более высокую мощность развивает силовой агрегат.

Опыт строительства современных двигателей внутреннего сгорания показывает, что максимальная мощность дизелей в одном агрегате составляет 60400 кВт (90 000 л.с.). Как показывает анализ, дальнейшее увеличение мощности вновь строящихся судовых ДВС невозможна за счет увеличения количества и диаметра цилиндра (фирма «Зульцер» диаметр цилиндра не более 850 – 1060 мм). Дальнейшее увеличение диаметра цилиндра может привести к повышению уровня теплонапряженности деталей ЦПГ и значительному увеличению массы и габаритов двигателя.

Поэтому одним из основных способов повышения мощности дизеля является наддув, позволяющий при том же коэффициенте избытка воздуха увеличить плотность и массу его заряда в цилиндре, а, следовательно, повысить скорость сгорания топлива за цикл. Чем больше топлива подается и полностью сжигается в цилиндре, тем больше будет мощность дизеля, т.е. наддув позволяет увеличить массу заряда воздуха, поступающего в цилиндр для сжигания повышенного количества впрыскиваемого топлива за цикл. При этом возрастает индикаторное давление P_i , что приводит к росту мощности ДВС.

1.3 Теория системы наддува

1.3.1 Основные определения рабочего цикла ДВС

Индикаторная работа цикла

Работа, совершаемая газами в цилиндре двигателя в течение одного рабочего цикла и определяемая величиной положительной площади индикаторной диаграммы в « $p - V$ »-координатах, называется **индикаторной работой цикла** (обозначается L_i рисунок 1.1).

Очевидно, что площадь диаграммы определяется величиной давления газов и рабочего объема цилиндра.

$$L_i = p_i \cdot V_h \quad (1.1)$$

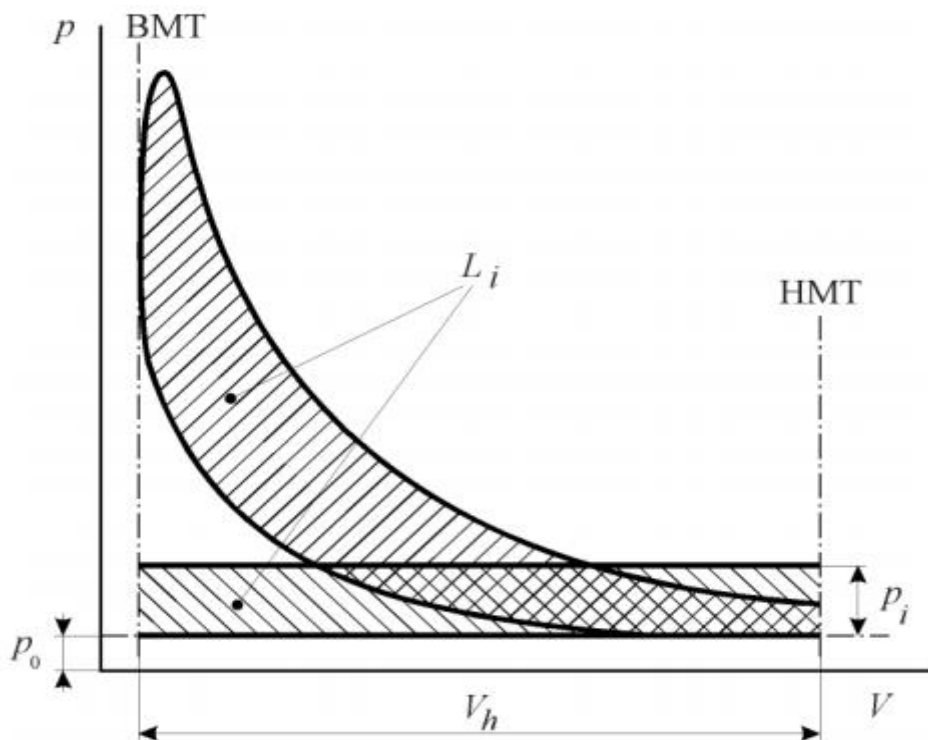


Рисунок 1.1 – Индикаторная диаграмма рабочего цикла ДВС

Индикаторное давление цикла

Средним **индикаторным давлением** называется величина условного, постоянного по величине, избыточного давления, которое, действуя на поршень в течение такта расширения, совершает работу, равную индикаторной работе цикла.

$$p_i = L_i / V_h \quad (1.2)$$

Среднее индикаторное давление можно также рассматривать как индикаторную работу, приходящуюся на один кубический метр рабочего объёма цилиндра в течение одного рабочего цикла (Н м/м³). Чаще всего p_i измеряют в МН/м² (МПа) (p_i – находится в пределах ДВС без наддува 0,5 – 1,0 МПа; ДВС с наддувом 1,0 – 2,5 МПа).

Индикаторная мощность

Мощность, развиваемая рабочим телом внутри цилиндров (цилиндра) двигателя, называется **индикаторной мощностью**.

Пользуясь понятием индикаторной работы, для индикаторной мощности можно записать

$$N_i = L_i / T_{ц}, \quad (1.3)$$

где $T_{ц}$ – продолжительность цикла, с.

$$T_{ц} = 60\tau / 2n = 30\tau / n \quad (1.4)$$

где τ – число тактов, приходящихся на один цикл (для четырехтактных двигателей $\tau = 4$, для двухтактных ДВС $\tau = 2$);

n – частота вращения коленчатого вала, об/мин.

Учитывая формулы (1.1) и (1.4) совместим их и вставим в формулу (1.3). Таким образом, мощность определяется по формуле (1.5):

$$N_i = (p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i) / (30 \cdot \tau), \text{ кВт} \quad (1.5)$$

Для двухтактных ДВС $N_i = (p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i) / 60$, кВт

Для четырехтактных ДВС $N_i = (p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i) / 120$, кВт

Отметим, что произведение $(V_h \cdot i)$ в практике эксплуатации ДВС принято называть литражом двигателя.

Индикаторный удельный расход топлива

Расход топлива, приходящийся на единицу индикаторной работы, называется **индикаторным удельным расходом топлива**.

За единицу индикаторной работы принимается:

$$1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 1 \text{ (кДж/с)} \cdot 3600 \text{ с} = 3,6 \text{ МДж.}$$

Практически индикаторный удельный расход топлива g_i получается делением массового расхода топлива G_T на индикаторную мощность двигателя. Чаще всего измеряется в кг за час работы. Удельный расход топлива g_i принято измерять в г/кВт ч.

$$g_i = 1000 G_T / N_i, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч} \quad (1.6)$$

Для двухтактных ДВС $g_i = 176 - 208$ г/кВт·ч;

Для четырехтактных ДВС $g_i = 170 - 188$ г/кВт·ч.

Индикаторный коэффициент полезного действия

Количественно индикаторный КПД определяется как отношение индикаторной работы, равной одному кВт ч, к соответствующей затраченной теплоте топлива:

$$\eta_i = 3600 / (g_i \cdot H_u) \quad (1.7)$$

где H_u – затраченная теплота топлива.

Для двухтактных ДВС $\eta_i = 0,42 - 0,48$;

Для четырехтактных ДВС $\eta_i = 0,45 - 0,50$ [2].

1.3.2 Повышение мощности при помощи наддува

Эффективная мощность ДВС

$$N_e = (\eta_m \cdot p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i) / (30 \cdot \tau), \text{ кВт} \quad (1.8)$$

Из формулы (1.8) видно, что мощность ДВС прямо пропорциональна геометрическим размерам цилиндра (V_h), частоте вращения вала (n), числу цилиндров (i), среднему индикаторному давлению (p_i), механическому КПД (η_m) и обратно пропорциональна тактности.

И каждое из названных средств используется для повышения N_e . И у каждого из них есть свои достоинства и недостатки:

- увеличение диаметра цилиндра и хода поршня связаны с необходимостью увеличения габаритов двигателя;
- повышение частоты вращения приводит к росту механических потерь и инерционных нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма;
- применение большого числа цилиндров связано со значительным увеличением длины двигателя в рядных ДВС.

Из сказанного следует, что далеко не всегда по тем или иным признакам названные средства повышения мощности могут быть использованы.

Опираясь на развернутую формулу среднего индикаторного давления (1.9), вставим в формулу (1.8) и определим развернутую формулу эффективную мощность ДВС.

Среднее индикаторное давление p_i является функцией индикаторного КПД (η_i), коэффициента наполнения (η_v), плотности свежего заряда (ρ_o), и количества свежего заряда поступившего в цилиндры двигателя на 1 кг топлива ($G = \alpha L_o + 1$), L_o – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива, кг воздуха / кг топлива (14,35 кг/кг).

$$p_i = \eta_i \cdot \eta_v \cdot \rho_o \cdot (H_u / G), \text{ МПа} \quad (1.9)$$

Развернутая формула эффективной мощности ДВС определяется

$$N_e = (\eta_m \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot \rho_o \cdot H_u \cdot p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i) / (30 \cdot \tau \cdot G), \text{ кВт} \quad (1.10)$$

но $G = \alpha L_o$, тогда

$$N_e = (\eta_m \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot \rho_o \cdot H_u \cdot p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i) / (30 \cdot \tau \cdot \alpha L_o), \text{ кВт} \quad (1.11)$$

Из формулы (1.11) следует, что важным фактором, помимо ранее перечисленных, является плотность поступающего в цилиндры свежего заряда воздуха (ρ_o) [2]. Мощность двигателя при прочих равных условиях пропорционально численному значению плотности надвучного воздуха.

Таким образом, **НАДДУВОМ ДИЗЕЛЯ** является система, способная увеличить мощность ДВС, не увеличивая размер и количества цилиндров, за счет повышения плотности подаваемого в цилиндры воздушного заряда с целью увеличения массового наполнения цилиндра.

Увеличение мощности и давления при наддуве по отношению к мощности того же двигателя без наддува оценивается понятием степени наддува λ_n и степени повышения давления π_k .

$$\lambda_n = N_{e_n} / N_e = p_{e_n} / p_e, \quad (1.12)$$

где N_{e_n} – мощность двигателя с наддувом;

N_e – мощность двигателя без наддува;

p_{en} – среднее эффективное давление двигателя с наддувом;

p_e – среднее эффективное давление без наддува.

$$\pi_k = p_k / p_o \quad (1.13)$$

где p_k – давление воздуха за компрессором (давление наддува);

p_o – давление на входе в компрессор.

1.3 Особенности наддува судовых ДВС

1.3.1 Наддув четырехтактных ДВС

У четырехтактных ДВС меньшие (по сравнению с двухтактным двигателем) удельные расходы воздуха, более высокая температура выпускных газов и наличие насосных ходов поршня в четырехтактном двигателе облегчают решение задачи балансирования мощностей турбин и приводимых ими наддувочных агрегатов.

Этим объясняется, что газотурбинный наддув сначала внедрялся в 4-тактных двигателях и лишь по прошествии нескольких лет начал внедряться в 2-тактных.

Для улучшения очистки цилиндра от продуктов сгорания в четырехтактном двигателе применяют продувку камеры сгорания путем одновременного открытия на протяжении 90-150°ПКВ впускных и выпускных клапанов.

Для увеличения эффективности процессов продувки камеры сгорания и наддува двигателя при импульсном наддуве применяют разделение выпускного трубопровода на отдельные ветви, чтобы избежать нарушения продувки отдельных цилиндров и эффективнее использовать энергию выпускных импульсов.

1.3.2 Наддув двухтактных двигателей внутреннего сгорания

Проблема снабжения двухтактного двигателя воздухом в необходимом количестве и с заданным давлением наддува решается значительно сложнее. В силу затруднений в обеспечении баланса мощности (равенства N_t и N_k на валу компрессора) в двигателях ранних моделей с контурными схемами газообмена («МАН», «Зульцер», «Фиат») нельзя было осуществить наддув только благодаря применению ГТНА и приходилось прибегать к комбинированным системам наддува с использованием подпоршневых полостей. Причины этого следующие:

- из-за отсутствия хода выталкивания для обеспечения качественной продувки и удовлетворительного наполнения

цилиндров воздухом среднее давление газа перед турбиной при контурных схемах газообмена должно быть меньше давления воздуха в ресивере $p_r = (0,80-0,88)$;

- температура выпускных газов существенно ниже;
- для обеспечения качественного газообмена необходим большой расход воздуха на продувку, поэтому наддувочный агрегат (компрессор) должен иметь большую подачу.

Совершенствование газообмена, уменьшение расхода воздуха на продувку и, главным образом, переход на наддув с постоянным давлением и повышение КПД турбокомпрессоров до 70% обеспечили возможность снабжения двигателя воздухом только от турбокомпрессоров в диапазоне нагрузок от 100 до 40%.

При меньших нагрузках и пусках подключается дополнительный компрессор с электроприводом, работающий параллельно либо последовательно с ГТН [3].

Глава 2 Принципиальное устройство основных видов турбокомпрессоров

2.1 Отечественные турбокомпрессоры

В современной Российской Федерации турбокомпрессоры изготавливают на таких заводах, как УДМК (Уральский дизель-моторный завод), завод «Пенздизельмаш», НПО «Турботехника», ООО «Турбогрупп», ООО «Сервис-Турбо» и другие.

В СССР (РФ) разработаны два типоразмерных ряда турбокомпрессоров:

- типа ТКР (турбокомпрессор с радиальной турбиной), ТКР-7; ТКР-8,5; ТКР-11; ТКР-14; ТКР-18; ТКР-23.

- типа ТК (турбокомпрессор с осевой турбиной) ТК-18; ТК-23; ТК-30; ТК-34; ТК-38; ТК-50; ТК-64 [5].

Цифра обозначает наружный диаметр компрессора в сантиметрах, одна из букв (Н, С, В) за цифрой обозначает степень повышения давления (Н – низкое давление; С – среднее давление; В – высокое давление).

К примеру, ТКР-14С – турбокомпрессор с радиальной турбиной, центробежным компрессором с внешним диаметром 14 см, со средней степенью повышения давления.

2.1.1 Турбокомпрессоры серии ТКР

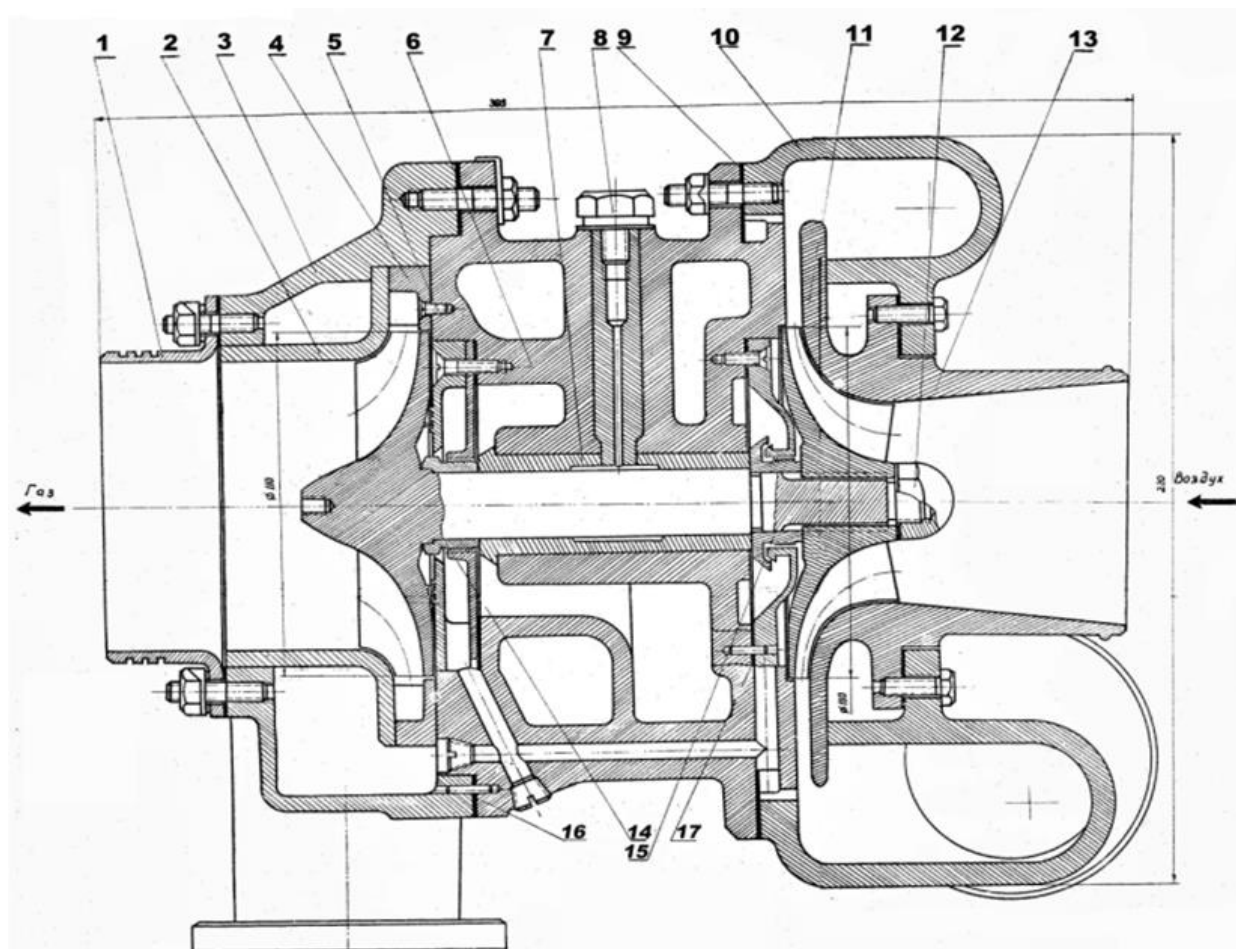
Турбокомпрессоры ряда ТКР состоят из центростремительной радиальной турбины и центробежного компрессора. На рисунке 2.1 показан турбокомпрессор серии ТКР.

Корпус турбокомпрессора состоит из трех частей: корпус турбины 3, средний корпус подшипников 6 и корпуса компрессора 10.

Литой корпус компрессора выполнен из алюминиевого сплава в виде двойной улитки. К корпусу компрессора крепиться вставка 11, а сам корпус крепиться к среднему корпусу подшипников 6, который также отлит из алюминиевого сплава. К другой стенке среднего корпуса крепиться корпус турбины 6, отлитой из жаропрочного чугуна. В корпусе подшипника со стороны турбины предусмотрены полости, в которых циркулирует охлаждающая вода, поступающая из системы охлаждения двигателя. Полость охлаждения обеспечивает теплоизоляцию проточной части компрессора и предотвращает перегрев воздуха.

Рабочее колесо компрессора 13, отлитое из алюминиевого сплава, с лопатками, насажено на шлицы концевой части вала 15 и закреплено гайкой-обтекателем 12. Безлопаточный диффузор образуется торцевыми стенками вставки компрессора 11 и корпуса подшипников 6. Канал диффузора переходит в улиточную часть корпуса компрессора. Рабочее колесо газовой турбины, также полуоткрытого типа, отлитое из жаропрочной стали, приварено к валу ротора. Сопловый аппарат 4, выполненный также из жаропрочной стали, крепиться в корпусе турбины 3. В зависимости от модификации турбокомпрессора, газы из выпускного коллектора двигателя поступают к сопловому аппарату 4 турбины по двум или четырем каналам через двухзаходную улитку.

В центральное отверстие среднего корпуса с зазором установлена качающаяся втулка 7, являющаяся подшипником ротора. От вращения и осевого перемещения втулка удерживается планкой, установленной в специальный паз. Планка крепится двумя болтами, застопоренными пластинчатой шайбой. Втулка изготовлена бронзового сплава. На наружной поверхности втулки выполнена канавка и радиальные сверления, обеспечивающие раздельный подзол смазки на каждую опору подшипника. Для снабжения смазкой опорных и упорных поверхностей подшипника на внутренней поверхности втулки выполнены продольные канавки, выходящие на торцы подшипника, а на упорных поверхностях фрезеруются скосы для обеспечения масляного клина.



- 1 – патрубок газовыхлопа; 2 – кожух; 3 – корпус турбины; 4 – сопловый аппарат;
 5 – винт; 6 – Корпус подшипников (средний); 7 – втулка подшипников;
 8 – пробка; 9 – уплотнительная вставка; 10 – корпус компрессора; 11 – вставка;
 12 – обтекатель; 13 – рабочее колесо компрессора; 14 – лабиринтовое
 уплотнение турбины; 15 – вал; 16 – прокладка уплотнительная; 17 - прокладка
 регулировочная

Рисунок 2.1 – Турбокомпрессор типа ТКР

Смазка, поступающая в зазор между подшипником и корпусом, обеспечивает демпфирование подшипника, что понижает динамические нагрузки, возникающие при вращении ротора. Кроме того, втулка имеет возможность качаться в окружном направлении в пределах зазора между планкой и втулочным пазом.

Со стороны турбины в специальную расточку корпуса запрессована крышка уплотнения турбины, а со стороны компрессора установлена съемная крышка уплотнения компрессора 10, закрепленная винтами. Крышки являются неподвижными элементами уплотнений ротора.

Уплотнение компрессора состоит из съемной крышки уплотнения 10 и втулки уплотнения, в канавках которой размещены два уплотнительных кольца. Крышка уплотнения закреплена винтами в расточке среднего корпуса, а втулка закреплена на валу ротора. Уплотнительные кольца перекрывают зазор между внутренним диаметром крышки уплотнения и наружным диаметром втулки. При работе турбокомпрессора уплотнительные кольца за счет осевого усилия ротора сдвигаются к стенкам канавок и обеспечивают надежное разделение газовой и масляной полостей.

Для обеспечения надежной работы уплотнений между крышкой уплотнения компрессора и средним корпусом установлен маслоотражательный экран, а на валу ротора упорное кольцо.

Уплотнение турбины аналогично уплотнению компрессора и отличается только тем, что крышка 3 уплотнения запрессована в средний корпус, а втулка напрессована на вал ротора. Колесо турбины соединено с валом ротора сваркой.

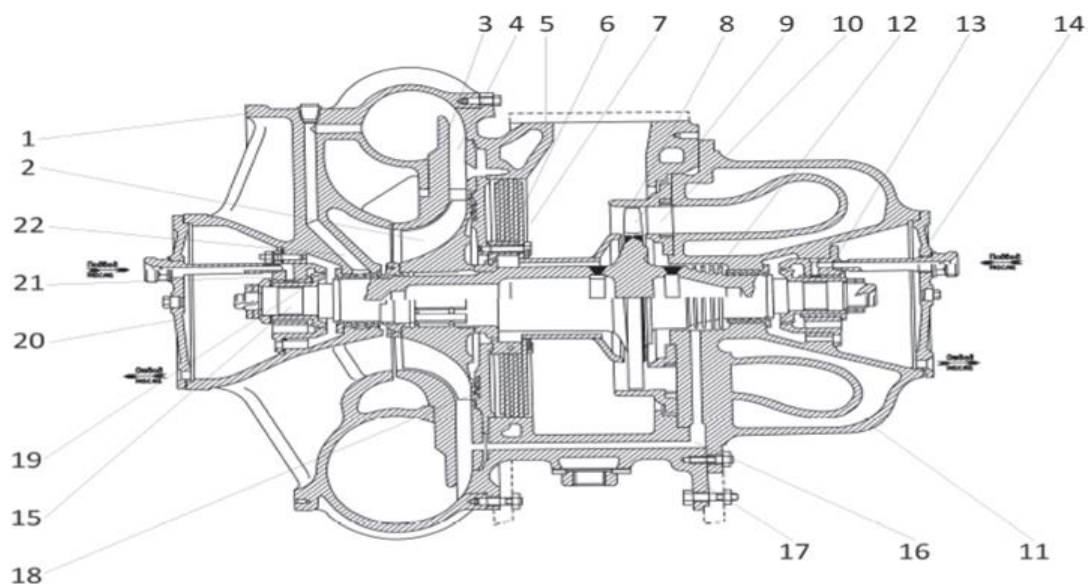
2.1.2 Турбокомпрессоры серии ТК

Турбокомпрессор серии ТК (рисунок 2.2) состоит из трех корпусов: газоприемного, выхлопного и компрессорного, соединяемых между собой на круглых фланцах с центрирующими буртами. Такая конструкция позволяет собирать корпуса в различных взаимных положениях с поворотом фланцев через 30°.

Базовым конструктивным элементом являются средний (газоотводящий) корпус 5. Он отливается из серого чугуна и имеет полость, в которую подается охлаждающая жидкость. К среднему корпусу присоединяются газоприемный корпус 11 и корпус компрессора 1. Литой из серого чугуна газоприемный корпус может изготавливаться с одним, двумя или четырьмя газоподводящими патрубками. К корпусу крепится сопловой аппарат 10, изготавливаемый точным литьем или сваркой из жаропрочной стали. Корпус компрессора 1 отливается из алюминиевого сплава. В нем закреплены вставка, обеспечивающая необходимый зазор с лопатками колеса компрессора, вставка 3, образующая стенку диффузора, а также диффузор 4.

Ротор 15 опирается на две бронзовые втулки, которые расположены в корпусах подшипников 13,19, закрепленных при помощи фланцев в расточках газоприемного и компрессорного корпусов. Опорно-упорный подшипник расположен со стороны компрессора. Осевое усилие воспринимается отдельной упорной пятой, которая опирается на пакет тонких пластин, зазоры между

которыми заполняются маслом. Такая конструкция позволяет компенсировать перекосы, возникающие при вращении ротора, и выравнивает нагрузку на упорную поверхность.



- 1 – Корпус компрессора; 2 – Колесо компрессора; 3 – Ограничительная вставка;
 4 – Диффузор; 5 – Газоотводящий корпус; 6 – Теплоизоляционный кожух;
 7 – Экран кожуха; 8 – Кожух; 9 – Рабочая лопатка колеса турбины;
 10 – Сопловый аппарат; 11 – Газоприемный корпус; 12 – Уплотнение;
 13 – Опорный подшипник; 14, 20 – Крышка подшипника; 15 – Вал ротора;
 16, 22 – Дренажный канал для воздуха; 17 – Крепление кронштейна;
 18 – Лабиринтовые уплотнения; 19 – Опорно-упорный подшипник;
 21 – Ограничивающая втулка

Рисунок 2.2 – Турбокомпрессор типа ТК

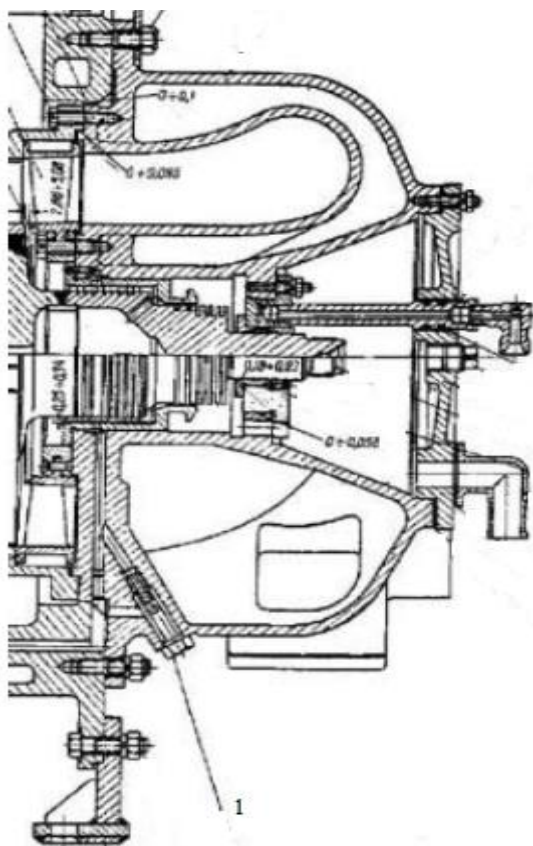
Ротор турбокомпрессора сварной, состоит из колеса турбины и приваренных к нему полувалов. Рабочие лопатки колеса турбины крепятся к диску с помощью хвостовиков «елочного типа», сваркой или отливаются заодно с диском.

Колесо компрессора закреплено на валу радиальными штифтами. Наряду с этим применяются и другие виды крепления колеса. Колесо отливается из алюминиевого сплава.

Полости подшипников отделены от газоздушных полостей с каждой стороны ротора уплотнениями 12, состоящими из двух упругих колец типа поршневых и лабиринтов, образуемых завальцованными в вал гребешками [5].

Снаружи подшипники закрыты крышками 14,20 (рисунок 2.2). В промежутке между кольцами и лабиринтами подводится сжатый из корпуса компрессора 16,22.

В промежутке между кольцами и лабиринтами подводится сжатый из корпуса компрессора. Величина подачи воздуха на уплотнения турбины регулируется с помощью дросселя 1 (рисунок 2.3)



1 - Дроссель

Рисунок 2.3 – Фрагмент турбокомпрессора типа ТК

Каждый типоразмер турбокомпрессора выпускается в нескольких модификациях. Для совмещения заданных областей характеристик компрессора и двигателя предусматривается от двух до трех вариантов колес компрессоров, отличающихся величиной входного диаметра и высотой лопаток, а также от десяти до двенадцати вариантов лопаточных диффузоров с различными высотами и углами установки лопаток. Для подбора пропускной способности турбины предусматриваем от двух до трех вариантов рабочих колес с различной длиной лопаток и от трех до четырех типов сопловых венцов с различными углами установки лопаток, которые также могут иметь различную длину.

В центральной части между газоотводящим корпусом 3 и корпусом компрессора 1 имеется теплоизоляционный кожух 6 и экран кожуха 7 для снижения передачи высоких температур уходящих газов на воздушную полость.

2.1.3 Двухступенчатый турбокомпрессор 2ТНА

При высокой форсировке двигателя (давление наддува свыше 0,3 – 0,35 МПа) эффективность одноступенчатого турбокомпрессора и его надежность в условиях эксплуатации резко снижаются вследствие роста частоты вращения ротора и скоростей газовых потоков.

Основу системы составляют два последовательно работающих турбокомпрессора: низкого и высокого давления. Воздух всасывается компрессором низкого давления, сжимается там до 0,2 - 0,24 МПа (и нагревается до температуры 100 – 140°C) и подается в промежуточный охладитель. После охлаждения до температуры 50 – 60°C воздух поступает в компрессор высокого давления, где сжимается до 0,34 - 0,35 МПа. Затем воздух охлаждается в охладителе второй ступени и оттуда поступает в надувочный ресивер дизеля. Газы, выходящие из дизеля, поступают в турбину высокого давления, которая приводит во вращение вал компрессора высокого давления, а затем в турбину низкого давления, вращающую компрессор низкого давления.

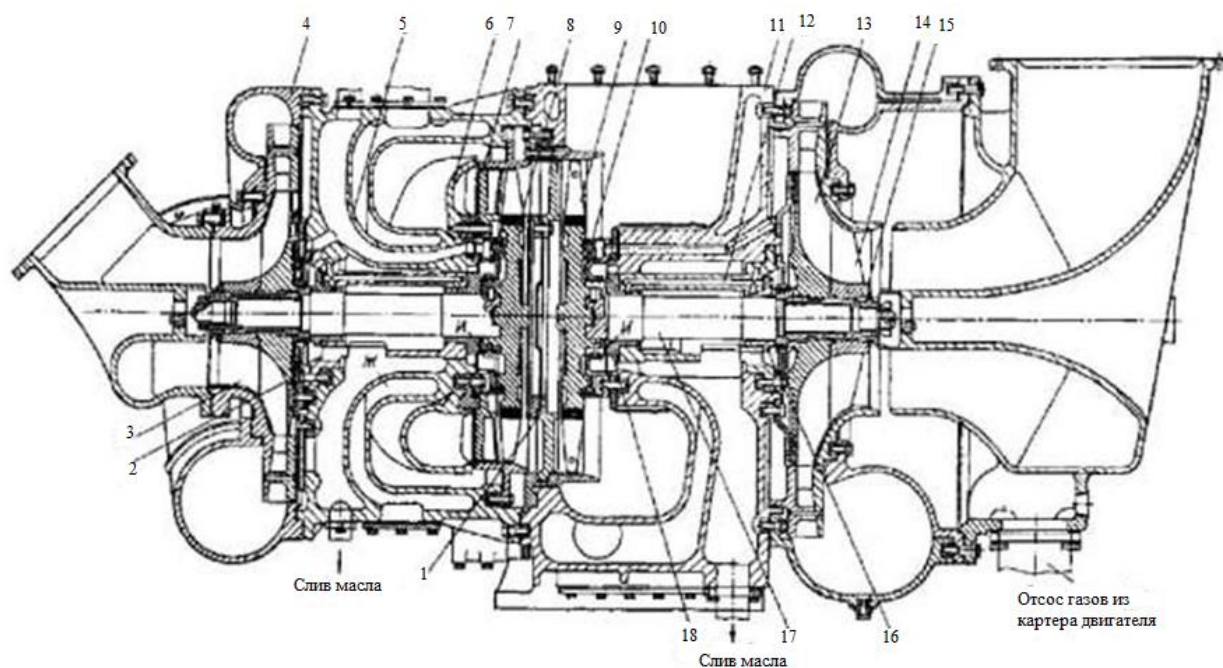
Конструктивно оба турбокомпрессора скомпонованы в одном агрегате (рисунок 2.4) [5]. Каждый турбокомпрессор выполнен по двухконсольной схеме, что позволило максимально сблизить между собой рабочие колеса турбин высокого и низкого давления и сократить общую длину агрегата. Единая проточная часть обеих турбин исключает необходимость применения выпускного корпуса в турбине высокого давления и газовыпускного в турбине низкого давления. Это упрощает конструкцию и повышает КПД турбины. Валы роторов, несущих колеса компрессоров и турбин, опираются на подшипники скольжения.

Колёса компрессоров, состоящую из ВНА 3 и 14 и колёса 2 и 13, насажены шлицевую переходную втулку 15 с натягом. Места посадки втулки на вал вынесены вдоль оси от места посадки колеса. Благодаря этому деформация втулки в местах посадки колеса не изменяет центровки относительно вала. При разборке турбокомпрессора колесо вместе с переходной втулкой предварительно снимается с ротора.

Диски турбины 8 и 10 соединены с валами радиальными штифтами. Лопатки крепятся к диску с помощью елочного хвостовика.

На роторе низкого давления рабочие лопатки 9 объединены в пакеты, соединенные бандажной проволокой. Бандажная проволока способствует демпфированию рабочих лопаток при вибрациях и

снижает уровень динамических напряжений в металле лопаток. Подшипники скольжения 16 и 18 изготовлены из бронзы ОЦС 4-4-17, рабочие поверхности их имеют приработочные покрытия. Подшипники установлены в чугунном стакане 12, где выполнены каналы подачи и слива масла.



- 1 – сопловый аппарат; 2 – колесо компрессора высокого давления (КВД);
 3 – воздухо-направляющий аппарат (ВНА) КВД; 4 – корпус КВД;
 5 – корпус турбины высокого давления (ТВД); 6 – газовая улитка;
 7 – сопловый аппарат ТВД; 8 – диск ТВД; 9 – рабочие лопатки турбины низкого давления (ТНД); 10 – диск ТНД; 11 – корпус выпускной ТНД; 12 – стакан подшипников; 13 – колесо компрессора низкого давления (КНД); 14 – ВНА КНД; 15 – переходная втулка; 16 – опорный подшипник; 17 – вал ротора; 18 – опорно-упорный подшипник

Рисунок 2.4 – Двухступенчатый турбокомпрессор 2ТНА

Корпуса турбин 5 и 11 турбоагрегата выполнены двухстенными из алюминиевого сплава. Внутри между наружной и внутренней стенками циркулирует охлаждающая вода. Газ подводится к сопловому аппарату 7 турбины высокого давления через газовую улитку 6. Для уменьшения передачи тепла от газов в охлаждающую воду между газовой улиткой и корпусом имеется зазор, в котором газовая прослойка создает большое термическое сопротивление. Газовая улитка, выполняемая отливкой из жаростойкой стали, прикреплена к корпусу турбины через переходной фланец. К тому же переходному фланцу присоединен сопловый аппарат ТВД, состоящий

из одиннадцати секторов. Каждый сектор, включающий три лопатки, выполнен прецессионной отливкой из жаростойкой стали.

Сопловой аппарат 1 турбины низкого давления также состоит из одиннадцати секторов, которые с помощью платиков закреплены в наружном ободе, состоящем из двух стянутых колец. По внутреннему диаметру секторы соединены с помощью диафрагмы, разделяющей полости между двумя рабочими колесами турбины. Системы уплотнений обоих турбокомпрессоров комбинированного типа. Масляные полости уплотнены контактными кольцами, а газовые и воздушные полости — лабиринтами. В несущих корпусах имеются каналы для подачи запорного воздуха и дренажа газа и воздуха из полостей с пониженным давлением. Системе уплотнений турбокомпрессора низкого давления обеспечивает также уменьшение осевого усилия на ротор за счет снижения давления с тыльной стороны колеса компрессора. Турбокомпрессор прикреплен к двигателю с помощью лап, выполненных на выпускном корпусе [5].

2.2 Некоторые типы иностранных турбокомпрессоров

Турбокомпрессоры системы наддува ДВС производятся в различных ведущих в техническом плане странах мира: Великобритания, США, Германия, Швейцария, Франция, Чехия, Япония.

Рассмотрим устройство ТК некоторых из этих стран.

2.2.1 Турбокомпрессоры Швейцарии

Старейшая европейская фирма BBC (Brown Boveri Company) никогда не выпускала двигатели внутреннего сгорания, однако благодаря освоению производства турбокомпрессоров VTR и RR заняла ведущее место в этой отрасли машиностроения.

В 80-е годы прошлого столетия BBC была преобразована в ассоциацию ABB Asea Brown Boveri, в составе которой была организована компания по выпуску турбокомпрессоров — ABB Turbo Systems Ltd.

Параллельно с работами совершенствованию турбокомпрессоров VTR и RR фирмой был создан ряд новых типов турбокомпрессоров. В последние десятилетия ABB начала активно осваивать рынок быстроходных ДВС, в связи с чем приступила к выпуску малогабаритных турбокомпрессоров, обладающих малой массой.

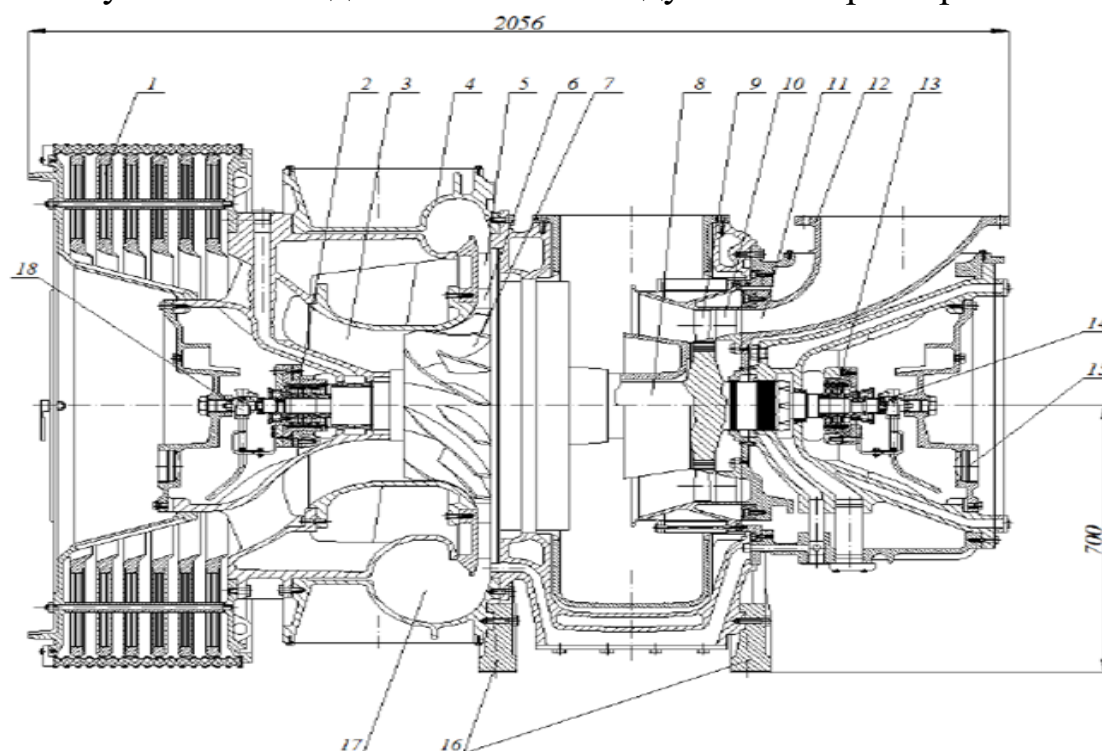
Конструкции турбокомпрессоров ABB послужили прототипом турбокомпрессоров для многих зарубежных дизелестроительных

заводов, так как фирма специализировалась на создании турбомашин и занимается изготовлением турбокомпрессоров, не рассчитанных на определенную марку дизелей, то ее конструкции, спроектированные с учетом широкого применения, пользуются большим спросом. Фирма выпускает следующие типы турбокомпрессоров VTR:, VTC, TPL, TPS, RR [5].

Турбокомпрессоры серии VTR

Турбокомпрессоры VTR (рисунок 2.5) характеризуются преимущественным применением подшипников качения с индивидуальной внутренней смазкой от встроенного центробежного или шестеренчатого (для больших размеров турбокомпрессоров) насоса с дополнительной центрифугой для лучшей фильтрации масла. Наружные обоймы подшипников установлены в демпферы, представляющие собой пакет разрезных кольцевых пружин. Для размещения подшипников в корпусах компрессора и газоподводящем имеются специальные полости, служащие также и резервуарами смазочного масла.

В местах выхода пара из полостей подшипников установлены лабиринтные уплотнения. Со стороны компрессора лабиринт разделен на два участка, полость между которыми специальным каналом сообщается с атмосферой. Со стороны турбины лабиринт разделен на три участка, полость между первым и вторым участками от подшипника сообщаем с атмосферой, а в полость между вторым и третьим участками подается сжатый воздух из компрессора.



- 1 – Фильтр глушитель; 2 – Опорно-упорный подшипник; 3 – Воздушная камера;
4 – Корпус компрессора; 5 – Лопаточный диффузор; 6 – Безлопаточный диффузор;
7 – Рабочее колесо компрессора; 8 – Ротор; 9 – Рабочие лопатки турбины;
10 – Направляющие лопатки турбины; 11 – Камера подвода газа;
12 – Газоподводящий патрубок; 13 – опорный подшипник; 14 – Масляный насос;
15 – Смотровое стекло; 16 – Лапы; 17 – Улитка; 18 – Масляный насос

Рисунок 2.5 – Турбокомпрессор типа VTR

Газоподводящий корпус отлит из чугуна, имеет водяное охлаждение. Число газоподводящих каналов может быть от одного до четырех. К газоподводящему корпусу крепится сопловой аппарат турбины. Газоотводящий корпус отлит из чугуна и также имеет водяное охлаждение. К этому корпусу крепятся опоры для установки турбокомпрессора на двигатель.

В зависимости от требований заказчика турбина имеет два или четыре газоподводящих патрубка, объединенных специальным корпусом, который может быть выполнен в виде улитки. В этом корпусе смонтирован сопловой аппарат турбины.

Корпус компрессора отлит из алюминиевого сплава или чугуна. В больших турбокомпрессорах он выполняется из нескольких деталей, что позволяет при разборке извлекать ротор со стороны компрессора без отсоединения нагнетательного трубопровода. Лопаточный диффузор и вставка компрессора, повторяющая наружный контур лопаток колеса, также выполнены в виде отдельных деталей. Это облегчает замену их при настройке компрессора. Между корпусами компрессора и газоотводном установлена съемная стенка с теплоизолирующей набивкой, предохраняющей компрессор от нагрева горячими газами. Все наружные детали и опоры крепления турбокомпрессора могут поворачиваться друг относительно.

Лопатки соплового аппарата штампуются из полосы аустенитной стали. Набор их монтируется в специальных формах и заливается чугуном, образующим внутреннее и наружное кольца соплового аппарата. В корпус компрессора вмонтирован лопаточный диффузор. Сопловой аппарат турбины и диффузор компрессора выполнены в виде отдельных узлов.

Вал ротора сварной, диск турбины изготавливают из аустенитной стали. Турбинные лопатки небольших турбокомпрессоров соединяют с диском сваркой, а больших - хвостовиками «елочного» типа. Для повышения жесткости в лопаточном венце устанавливают бандажную проволоку [5].

Турбокомпрессоры серии VTC

Турбокомпрессоры нового поколения фирмы АВВ это VTC. Наиболее известны ТК этой серии: VTC254 и VTC354, которые охватывают диапазон мощностей ДВС от 1000 до 2000 кВт.

Эти ТК имеют внутреннее расположение подшипников. Применение подобной схемы позволило значительно снизить массу ротора и уменьшить габариты турбокомпрессора. Профили рабочих колёс турбины и компрессора, а также сопловых венцов были приняты от турбокомпрессоров VTR. Вместо подшипников качения применены подшипники скольжения. Газоприемный корпус и газовыпускной корпус охлаждаются водой.

Данное исполнение турбокомпрессоров позволяет обеспечить ряд требований двигателя в отношении эффективности, динамических свойств, шумности [5].

Турбокомпрессоры серии TPL

Турбокомпрессоры TPL представляют собой дальнейшее развитие конструктивной схемы с внутренним расположением подшипников. Область применения турбокомпрессоров TPL практически перекрыла диапазон мощностей двигателей, обеспечиваемых ранее турбокомпрессорами VTR

Все турбокомпрессоры включают в себя корпус подшипников с ротором в сборе. Корпуса компрессора и турбины присоединены на фланцах. Все корпуса неохлаждаемые. Полная разборка турбокомпрессора, в том числе извлечение соплового аппарата, возможна с «холодной стороны» без демонтажа выпускных труб.

Вход воздуха выполняется через фильтр-глушитель или всасывающий патрубок. Газоприемные корпуса оптимизированы для обеспечения минимальных потерь.

Во всех турбокомпрессорах TPL используются подшипники скольжения с большим сроком службы. Качающиеся опорные втулки подшипника имеют по наружной поверхности демпфер за счет давления масла. Он увеличивает стабильность вращения ротора и одновременно уменьшает динамические силы и нагрузки на опорные подшипники. Главный упорный подшипник представляет собой диск, свободно плавающий между вращающимся валом и неподвижным корпусом. Такое исполнение располвинивает окружные скорости в осевом зазоре, что значительно уменьшает потери и риск износа. Благодаря такому исполнению упорный подшипник легко воспринимает перекосы ротора.

Конструктивной особенностью этих турбокомпрессоров является наличие встроенной системы смазки в виде аварийного масляного бака, который устанавливается на корпус подшипников.

В 1999 году фирма освоила новый ряд турбокомпрессоров TPL-B. Предназначенный для двухтактных судовых дизелей. Этот ряд состоит из четырех самых больших типоразмеров TPL, покрывающих мощностной диапазон 5000 - 23000 кВт на турбокомпрессоре. Самым большим типоразмером является турбокомпрессор TPL85-B11 с расходом воздуха до 45 м³/с при $\pi_k = 4,2$.

Фирма разработала новые ряды турбокомпрессоров TPL-C, которые предназначены для перспективных четырехтактных среднеоборотных дизелей и газовых двигателей мощностью от 3000 до 20000 кВт. Первыми представленными типоразмерами являются TPL67-C, TPL71-C, TPL76-C [5].

Турбокомпрессоры TPS

Типоразмерные ряды TPS охватывают диапазон расходов воздуха от 0,5 до 6 м³/с. Фирма разработала новый ряд турбокомпрессоров TPS-F, который состоит из четырех типоразмеров (TPS48, ITS52, TPS57 и TPS61), перекрывающих диапазон мощностей от 500 до 3500 кВт на турбокомпрессор.

Турбокомпрессор имеет плавающие втулки, колесо компрессора с загнутыми назад лопатками, колесо турбины с облегченным диском, водяное охлаждение среднего корпуса.

Особенности конструкции турбокомпрессоров типов TPL, TPS:

- радиальный компрессор с загнутыми назад лопатками и различными вариантами их высоты;
- высокоэффективная осевая турбина с разными углами поворота и высоты лопаток, с демпфирующей проволокой;
- свободно плавающий диск осевого подшипника, радиальные подшипники с эффектом масляного демпфирования;
- подшипниковый узел смазывается от системы смазки двигателя;
- подача и слив масла снизу;
- возможна очистка турбины и компрессора во время работы двигателя;
- подшипники, ротор, диффузор и сопловой аппарат снимаются со стороны компрессора;
- нет водяной системы охлаждения;
- изменяемый угол поворота турбинных лопаток;

- исчерпывающая программа испытаний, включая тест на прочность корпусов при взрыве ротора.

Турбокомпрессоры RR

Турбокомпрессоры RR выпускаемые с 1968 г., предназначены для наддува высокооборотных двигателей, применяемых в качестве дизельгенераторов, вспомогательных судовых установок и тракторных двигателей. Турбокомпрессоры этой серии характеризуются:

- высокой эффективностью;
- небольшими размерами;
- малой массой;
- хорошей ремонтпригодностью;
- смазкой от маслосистемы двигателя;
- неохлаждаемыми или охлаждаемыми водой корпусными деталями.

Первоначальная модель - турбокомпрессор RR150.

Колесо турбины отлито из жаропрочного никелевого сплава и сварено с валом трением. Колесо компрессора, фрезерованное из ковального алюминиевого сплава, насажено на вал по прессовой посадке. Все детали ротора балансируются отдельно. Ротор вращается в плавающих втулках, установленных в специальном чугунном корпусе, который крепится к корпусу подшипников.

Упорный подшипник отделен от опорного и расположен со стороны компрессора. Полость перед уплотнениями со стороны компрессора и турбины сообщается с атмосферой. К тыльной стороне турбины подводится воздух из компрессора. Сопловой аппарат турбины - лопаточный, диффузор компрессора - лопаточный или безлопаточный. Конструкция корпуса обеспечивает доступ к рабочим колесам без разборки всего турбокомпрессора. Для уменьшения подвода тепла от корпуса турбины он крепится к корпусу подшипников несколькими относительно длинными лапами.

В дальнейшем фирма ABB разработала новый ряд ТК типа RR131- RR221. Практически он приближен к классической конструкции турбокомпрессора с радиально-осевой турбиной, который имеет более высокий КПД и меньшую массу [5].

2.2.2 Турбокомпрессоры Чехии

Турбокомпрессоры Чехии эксплуатируются на судовых двигателях, дизельных электроагрегатах, тепловозах и других транспортных средствах. Фирмой PBS Turbo выпускаются турбокомпрессоры собственной конструкции PDH, PTD, PTR, а также турбокомпрессоры фирмы MAN B&W Diesel типа NR и NA.

Турбокомпрессоры типа PDH

Типоразмерный ряд PDH (рисунок 2.6) при максимальной степени повышения давления покрывает диапазон расходов воздуха от 0,5 до 12 кг/с. Во всех турбокомпрессорах данного ряда применяется осевая ступень турбины в комбинации с центробежной ступенью компрессора. Главным отличием ряда является установка ротора на подшипниках качения с автономной смазкой.

Преимуществом такой конструкции является высокий механический коэффициент полезного действия и возможность замены подшипников без необходимости разборки корпусов турбокомпрессора.

Турбокомпрессоры допускают работу при температуре газов перед турбиной до 650°С и делятся на четыре типа со степенями повышения давления соответственно: низконапорное до 1,35 (NM), средненапорное до 1,65 (SM), высоконапорное до 2,0 (V), сверхвысоконапорное до 3,0 (ZV) и до 3,5 (ZVM).

Подшипники качения расположены по концам ротора. Со стороны компрессора установлен двухрядный опорно-упорных подшипника, со стороны турбины — опорный однорядный подшипник.

Для устранения вибраций и ударов на подшипники использованы эластичные опоры с масляным демпфированием. Смазка подшипников обеспечивается разбрызгиванием масла. На турбокомпрессорах, предназначенных для наддува с особо высоким давлением, была внедрена система принудительной смазки с центробежными или шестеренчатыми маслонасосами, установленными на концах вала.

Газоприемный и газовыпускной корпуса отлиты из чугуна и имеют полости для циркуляции охлаждающей жидкости. Данная конструкция повышает прочность и жесткость корпусов, снижает передачу тепла в окружающую среду, снижает уровень шума и одновременно с этим повышает безопасность турбокомпрессора при возможных неполадках турбинных лопаток или диска турбины. Корпус компрессора отливают из алюминиевого сплава. Лопатки сопловых аппаратов изготавливают из литой хромистой стали и заливают их в чугунные внутренний и наружный ободы.

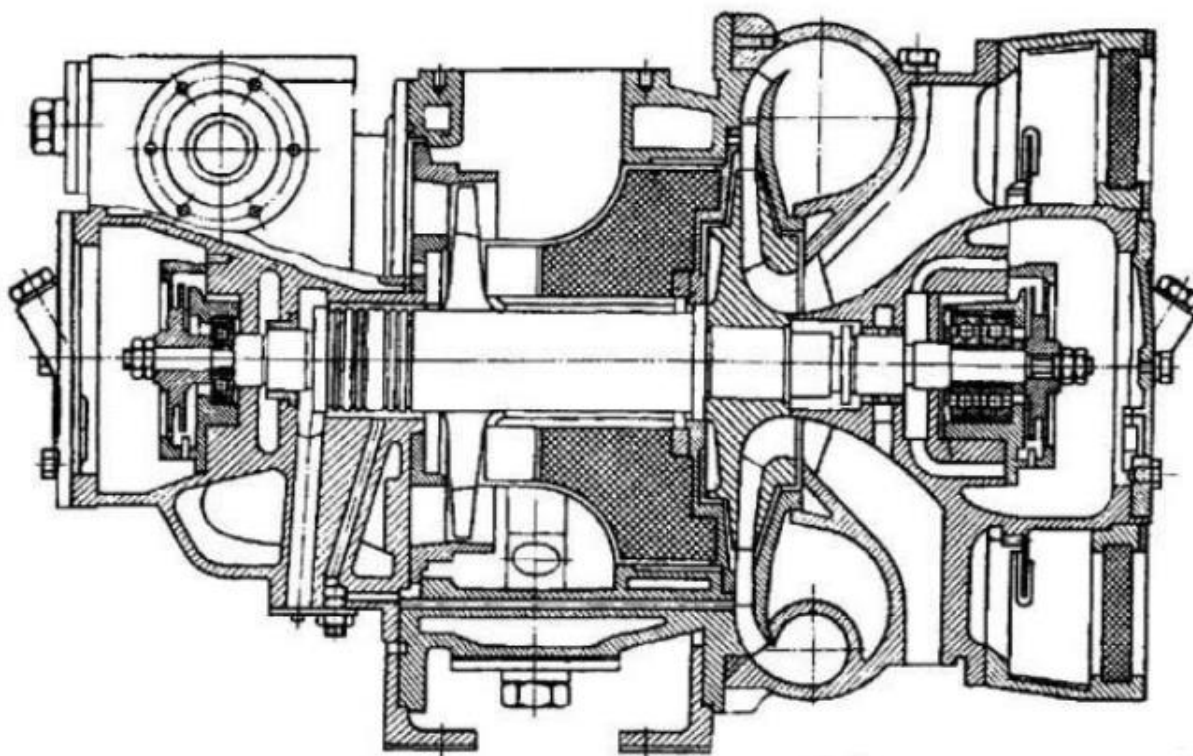


Рисунок 2.6 – Турбокомпрессора типа PDH

Роторы турбокомпрессоров изготавливаются из специальной стали с надлежащими механическими свойствами при рабочих температурах. У больших типов в качестве заготовки ротора служит единая поковка. Роторы более крупных размеров являются сварными из трех частей. Это решение позволяет экономить дорогие высоколегированные стали [5].

Турбокомпрессоры типа PTD

В турбокомпрессорах типа PTD применяется конструктивная схема с внутренним расположением подшипников и консольными колесами. Ротор установлен на подшипниках скольжения с принудительной подачей смазки от маслосистемы двигателя.

Турбокомпрессоры этого типа по сравнению с соответствующими по мощности турбокомпрессорами ряда PDH являются более простыми по конструкции, их масса примерно на 30 % ниже, и они имеют меньший момент инерции ротора.

Турбокомпрессоры PTD включают в себя два типоразмерных ряда:

- типоразмерный ряд турбокомпрессоров с осевой турбиной PTD230AH - PTD350AH;
- типоразмерный ряд турбокомпрессоров с радиальной турбиной PTD110 R — PTD180 R.

Турбокомпрессоры типа PTR

Турбокомпрессоры ряда PTR предназначены для дизельных, газовых и работающих на тяжелом топливе двигателей с высоким наддувом. Этот ряд включает в себя четыре типоразмера и обеспечивает расходы воздуха от 0,3 до 3,2 м/с. По сравнению с прежними турбокомпрессорами ряда PTD в конструкцию внесен ряд изменений, направленных на повышение технических параметров. Степень повышения давления в компрессоре увеличена до $\pi_k = 4$, общий КПД турбокомпрессора доведена до уровня 65%.

В турбокомпрессорах применены цельно фрезерованные колеса компрессоров с загнутыми назад лопатками, имеющие промежуточные лопатки. Колесо сажается на гладкий вал по переходной посадке и удерживается усилием затяжки гайки. Гайка компрессора самоконтрящаяся за счет залитой в нее пластмассовой вставки.

Благодаря пространственному профилированию колеса компрессоров и турбин отличаются идеальной формой лопаток, обеспечивающей как высокие параметры, так и эксплуатационную надежность при динамических нагрузках. Колесо турбины соединено с валом электронно-лучевой сваркой [5].

2.2.3 Турбокомпрессоры Германии

Турбокомпрессоры MAN B&W

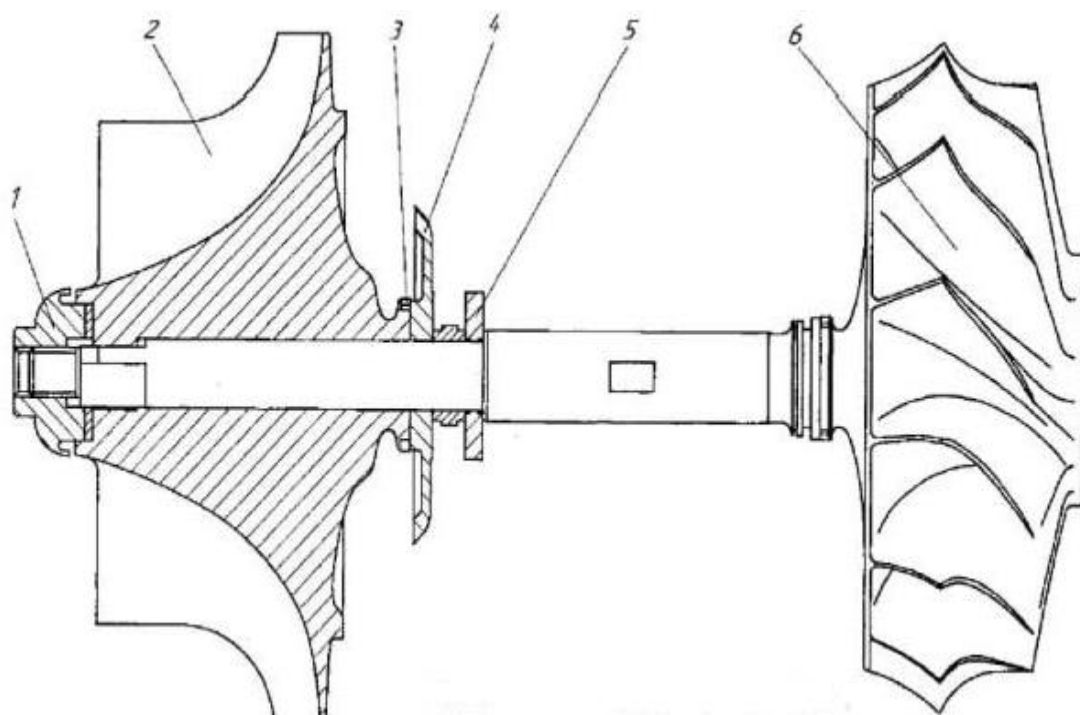
Фирма MAN (Machinenfabrik Augsburg Numberg) основана в 1940г., фирма B&W (Burmeister end Wein) в 1843г. Во второй половине 70-х- начале 80-х годов XX века произошло слияние двух дизельных фирм MAN (Германия) и B&W Diesel (Дания).

Фирма MAN и B&W выпускает два типовых ряда турбокомпрессоров: ряд NR с радиально-осевой турбиной и ряд NA с осевой турбиной, а также турбокомпрессоры других типов для наддува двигателей собственного производства.

Турбокомпрессоры типа NR

Колесо радиально-осевой турбины точного литья из жаропрочного сплава соединено с валом сваркой трением. Для облегчения ротора колесо турбины выполнено с уменьшенным диаметром диска (рисунок 2.7). Вал вращается в плавающих втулках, воспринимающих осевое усилие.

Масляные полости в среднем корпусе имеют большой объем, что позволяет избежать вспенивания масла и повышения давления в картере двигателя. Уплотнения ротора лабиринтного типа, как со стороны компрессора, так и со стороны турбины.



1 – гайка компрессора; 2 – колесо компрессора; 3 – контактное уплотнение;
4 – маслоотбойник; 5 – упорная втулка; 6 – колесо турбины

Рисунок 2.7 – Ротор турбокомпрессора типа NR

Турбокомпрессоры типа NA

Турбокомпрессоры NA предназначены для наддува дизелей мощностью до 22000 кВт на один турбокомпрессор.

Турбинный диск и вал откованы из одной заготовки. Турбинные лопатки изготовлены штамповкой из жаропрочного сплава и соединяются с диском с помощью «елочного» хвостовика или сваркой. Рабочие лопатки турбин для двухтактных дизелей, использующих систему постоянного давления, не имеют демпфирующей проволоки, для четырехтактных — связаны демпфирующей проволокой. Компрессорное колесо может быть составное или цельнолитое.

Ротор установлен в многоклиновые подшипники. Для восприятия осевого усилия служит развитый упорный подшипник со стороны компрессора. Подшипниковый корпус, как единственный охлаждаемый водой элемент, экранирован от выпускных газов. Для случая аварийной остановки дизеля турбокомпрессоры типа NA имеют специальный бак, вместимость которого достаточна для смазки турбокомпрессоров течение 20 минут после прекращения подачи масла.

Схема турбокомпрессоров NA обладает следующими преимуществами:

- практически идеальным осевым подводом воздуха к колесу компрессора и выхлопных газов к сопловому аппарату турбины;
- организованным отводом газов за турбинными лопатками путем установки развитого диффузора;
- небольшим расстоянием между подшипниками, размещенными в одном корпусе, что обеспечивает высокую точность центровки ротора и критическую скорость ротора, превышающую скорости в рабочем диапазоне;
- коротким легким ротором с малым моментом инерции (хорошая приемистость);
- легким доступом к облопаченным узлам для проверки и очистки;
- возможность использования многоступенчатых ТК [5].

Турбокомпрессоры фирмы Maybach

Для получения минимальных потерь в газозоудном тракте турбокомпрессоры были выполнены с вертикальным валом ротора и располагались над крышками цилиндров двигателя (рисунок 2.8).

Небольшая длина трубопровода между выпускными клапанами цилиндров двигателя и соплами турбины при таком

расположении турбокомпрессора обеспечивает минимальный объем выпускной системы и наиболее эффективное использование энергии выпускных газов. Малый объем способствует быстрому возрастанию и увеличению импульса давления,

Кроме того, с уменьшением длины трубопроводов уменьшаются потери на трение и преодоление местных сопротивлений. В результате создаются условия для наиболее полного использования преимуществ импульсного наддува.

Мощность турбины повышается, а очистка и продувка цилиндров улучшаются. Подвод газа к приемному корпусу и соплам турбокомпрессора осуществляется с помощью патрубков, объединяющих выпуск от двух или трех цилиндров. Корпуса турбокомпрессоров — литые. В зависимости от типа установки на входе в компрессор устанавливается или глушитель шума, или специальное входное устройство. Улитка компрессора может выполняться с одним или с несколькими раздаточными патрубками. Для уменьшения тепло отдачи применена легкая тепловая изоляция.

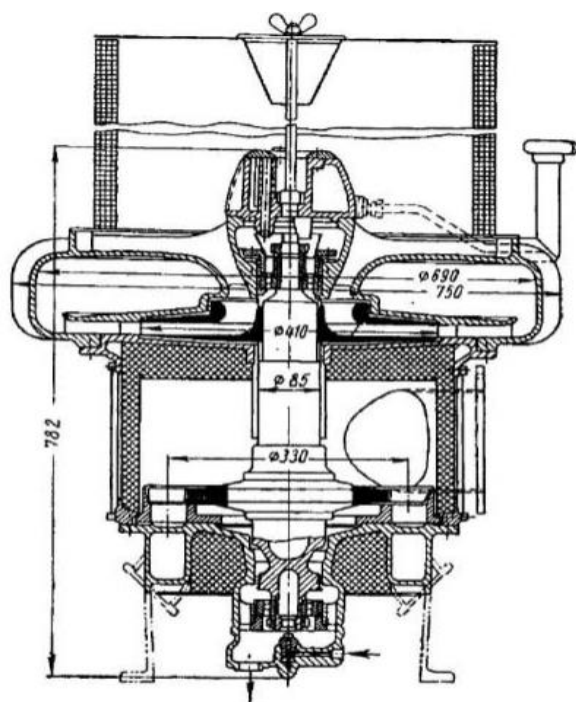


Рисунок 2.8 – Турбокомпрессора фирмы Maybach вертикальной установкой на ДВС

Вертикально расположенный ротор опирается на подшипники качения: в дальнейших конструкциях — на подшипники скольжения. В зависимости от напорности колесо компрессора

выполняется или закрытым, или полуоткрытым. Максимальная степень повышения давления в компрессоре равна 2,5 [5].

2.2.4 Турбокомпрессоры Великобритании

Фирма Napier — одна из старейших фирм Англии. Фирма стала создавать турбокомпрессоры главным образом для обеспечения собственного производства дизелей, однако ее турбокомпрессоры приобретают и другие дизелестроительные фирмы.

Фирма Napier выпускает несколько типоразмеров турбокомпрессоров HP и MS с осевыми турбинами. Турбокомпрессоры допускают работу при температуре газа перед турбиной до 650 °С. Все семейство турбокомпрессоров охватывает расход воздуха от 0,5 до 10 кг/с.

Турбокомпрессоры фирмы Napier по конструктивной схеме не отличаются от турбокомпрессоров фирмы АВВ; характерным для них является расположение рабочих колес компрессора и турбины между подшипниками.

Турбокомпрессоры NA150, NA250, NA350 отличаются компактностью, консольным расположением рабочих колес, плавающими подшипниками скольжения, небольшим количеством деталей. Смазка подшипников осуществляется маслом из системы смазки двигателя. Максимальная температура газов перед турбиной 750 °С.

Турбокомпрессоры NA150, NA250, NA350 отличаются компактностью, консольным расположением рабочих колес, плавающими подшипниками скольжения, небольшим количеством деталей. Смазка подшипников осуществляется маслом из системы смазки двигателя. Максимальная температура газов перед турбиной 750 °С.

Для форсированного транспортного дизеля марки Дельтик фирма создала агрегат наддува, в котором турбина и компрессор соединены зубчатой передачей (рисунок 2.9), а компрессор механически связан с коленчатым валом двигателя. Данная схема позволяет обеспечивать высокую приемистость двигателя, что имеет большое значение для транспортной установки.

Однако наличие механической передачи с большим передаточным отношением значительно усложняет конструкцию агрегата и резко снижает его надежность. Экономичность двигателя ухудшается, так как часть мощности двигателя тратится на привод компрессора, а

турбина из-за механической связи работает вне зоны оптимальных КПД.

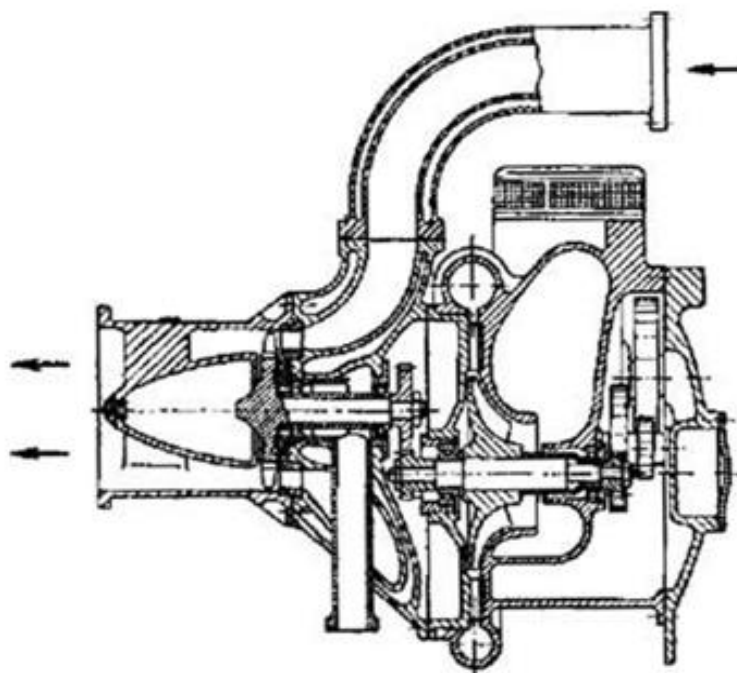


Рисунок 2.9 – Турбокомпрессора Т9-29 двигателя Дельтик

Семейство турбокомпрессоров фирмы Brush включает в себя нескольких типоразмеров.

Турбокомпрессоры групп МВ и НВ допускают работу с температурой газа перед турбиной до 650 °С, группы Н - до 700 °С.

Принципиальной особенностью турбокомпрессоров **Brush** является применение воздушного охлаждения турбинных корпусов и автономной системы смазки для подшипников скольжения. Конструкции, отличающиеся компоновкой от типовых с подводом газа через средний корпус. В этом случае улучшаются условия работы подшипников: разгружается упорный и меньше нагревается опорный со стороны турбины. Турбокомпрессоры фирмы Brush устанавливаются на судовых и тепловозных дизелях, выпускаемых главным образом английскими фирмами [5].

2.2.5 Турбокомпрессоры Франции

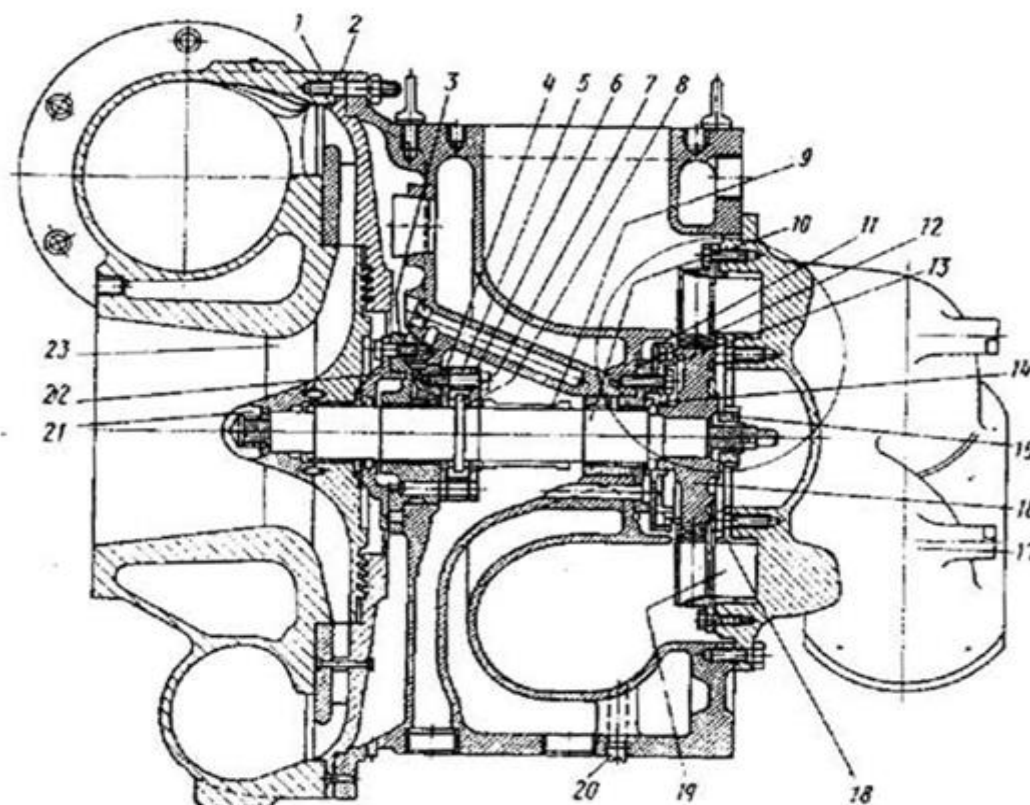
Фирма «Hispano-Suiza» Франция выпускает турбокомпрессоры для наддува дизелей мощностью от 350 до 5000 кВт. Турбокомпрессоры рассчитаны на длительную работу при $P_k = 4,5$ и температуре газов 973 К.

Все турбокомпрессоры имеют составные роторы с консольным расположением рабочих колес, компрессорную ступень с лопаточным диффузором и уплотнение лабиринтного типа, однако конструктивное подобие отдельных типоразмеров не сохраняется.

В типоразмере HS300 ротор стягивается центральной шпилькой, завернутой в ступицу литого колеса турбины и проходящей через центральное отверстие вала, и гайкой компрессора. Колесо компрессора отлито из стали и насажено на конусный конец вала. Вал ротора ступенчатый, утолщенный в средней части. Заплечики вала упираются в торцы подшипниковых втулок, воспринимающих осевое усилие ротора. Корпус подшипников охлаждается водой. Газоотводящий корпус неохлаждаемый.

В типоразмере HS400 (рисунок 2.10) колесо турбины насажено на вал на шлицах и притянuto гайкой. Возможны два варианта турбины: с кованным диском и лопатками на елочном замке и цельнолитое колесо.

Типоразмер T1S500 в основном конструктивно подобен типоразмеру HS300, однако имеет составную турбину с лопатками на елочных хвостовиках, колесо компрессора также составное, причем диск фиксируется на конусе вала, а входной направляющий аппарат — шлицами.



- 1 - корпус компрессора; 2 - стенка диффузора, 3, 12 - корпус подшипника;
 4, 5, 6, 7, 8 - детали упорного подшипника; 9 - кожух; 10 - вал ротора;
 11, 13, 14 - лабиринты; 15 - гайка; 16 - диск турбины; 17 - газоприемный корпус;
 18 - обод соплового аппарата; 19 - сопловая лопатка; 20 - пробка; 21 - обтекатель;
 22 - масляное уплотнение; 23 - колесо компрессора

Рисунок 2.10 – Турбокомпрессор типа HS-400

Типоразмер HS600 предназначен для судовых двигателей, поэтому имеет охлаждаемый водой газоподводящий и объединенный с корпусом подшипников газоотводящий корпус. Турбина составная с лопатками на елочных хвостовиках, крепление турбины к фланцу вала болтами, пропущенными через отверстие в диске. Колесо компрессора цельное, фиксируется на валу шлицами. Средняя часть вала ротора утолщена, заплечики вала передают осевое усилие на торцы подшипников [5].

В таких странах как США, Япония широко развито производство автомобильных турбокомпрессоров.

Глава 3 Современные направления совершенствования и модернизации системы наддува

3.1 Развитие производства турбокомпрессоров ведущей компании АВВ с целью повышения мощности и КПД ДВС

С тех пор как в 1924 году первый высокопроизводительный турбокомпрессор, приводимый в движение выхлопными газами, покинул стены Баденского завода, принадлежавшего тогда фирме Brown Boveri, турбокомпрессоры компании АВВ постоянно поднимают планку мощности и КПД двигателей. Новое поколение турбокомпрессоров TPS и TPL, вышедшее на рынок в конце 1990-х годов, не только сохраняет эту традицию, но также внедряет новые технологии, позволяющие дальше улучшать характеристики двигателей, и соответствует более жёстким требованиям законодательства по уровню выброса

Дизельные двигатели с турбонаддувом играют важную роль в мировой экономике. Они используются в качестве главных или вспомогательных двигателей на разных судах от супертанкеров до быстроходных паромов и способствуют ведению торговли между государствами, а так же применяются на пассажирском транспорте. Но эти высокоэффективные машины используются не только в морском судоходстве – во всём мире энергия дизельных и газовых двигателей с турбонаддувом используется на электростанциях, в локомотивах и больших внедорожных транспортных средствах.

Широкое распространение дизельных двигателей в судоходстве в большой степени обусловлено применением турбонаддува, так как турбонаддув увеличивает мощность двигателей до четырёх раз.

Поэтому 75 % мощности двигателя зависит от надёжного и эффективного функционирования турбокомпрессора. Коэффициент увеличения мощности примерно соответствует степени повышения давления турбокомпрессора при его работе на полной нагрузке двигателя.

3.1.1 Появление и рост поколения турбокомпрессоров типа TPS/TPL

Широкое маркетинговое исследование, проведённое в середине 80-х годов, показало, что для удовлетворения меняющихся потребностей производства двигателей нужны новые прогрессивные турбокомпрессоры.

Совершенствование весьма успешных серий VTR, VTC и RR достигало предела. Разрабатывались более совершенные двигатели, для которых требовались более сложные турбокомпрессоры. Для этих новых двигателей были нужны более высокая степень повышения давления, более высокие скорости воздушного потока, а также более высокий КПД. В то же самое время конечные пользователи предъявляли повышенные требования к надёжности двигателей, ресурсу до капитального ремонта, простоте технического обслуживания и сроку службы.

В начале 90-х годов компания ABV начала разработку нового поколения

более компактных, более лёгких турбокомпрессоров с высокими рабочими характеристиками. Были спроектированы два совершенно новых семейства турбокомпрессоров: TPS для двигателей мощностью от 500 до 3000 кВт и TPL для двигателей от 2500 кВт до самых высоких значений мощности.

3.1.2 Турбокомпрессоры типа TPS

Семейство TPS – совершенно новое поколение небольших турбокомпрессоров, предназначенных для работы в тяжёлых условиях. Эти турбокомпрессоры удовлетворяют обозримым требованиям будущих высокоскоростных и небольших среднескоростных дизельных и газовых двигателей.

По сравнению с моделями соответствующего размера и массы серии RR, они обладают значительно лучшими рабочими характеристиками, а по сравнению с серией VTC и VTR малого типоразмера – намного более высоким КПД.

Были разработаны два разных компрессора: версия D для степени повышения давления до 4,2 при максимальной долговременной номинальной мощности, и версия E для степени

повышения давления до 4,5. Высокая скорость воздушного потока в них обеспечивается рабочим колесом с разнесёнными лопатками, имеющим на выходе изогнутые назад лопатки, которые также обеспечивают широкий диапазон рабочих характеристик компрессора. Максимальный КПД этих компрессоров может достигать значений более 84% (рисунок 3.1).

Для турбокомпрессоров ряда TPS компания АВВ разработала совершенно новую турбину со смешанным потоком, которая может использоваться как при турбонаддуве с постоянным давлением, так и при импульсном турбонаддуве. Для использования в приложениях, в которых применяется топливо низкого качества, на сопловой аппарат может наноситься специальное покрытие. Новый опорный подшипник с масляным охлаждением позволяет использовать турбокомпрессоры TPS в системах, где температура на входе турбины поднимается до 680°C при постоянной нагрузке.

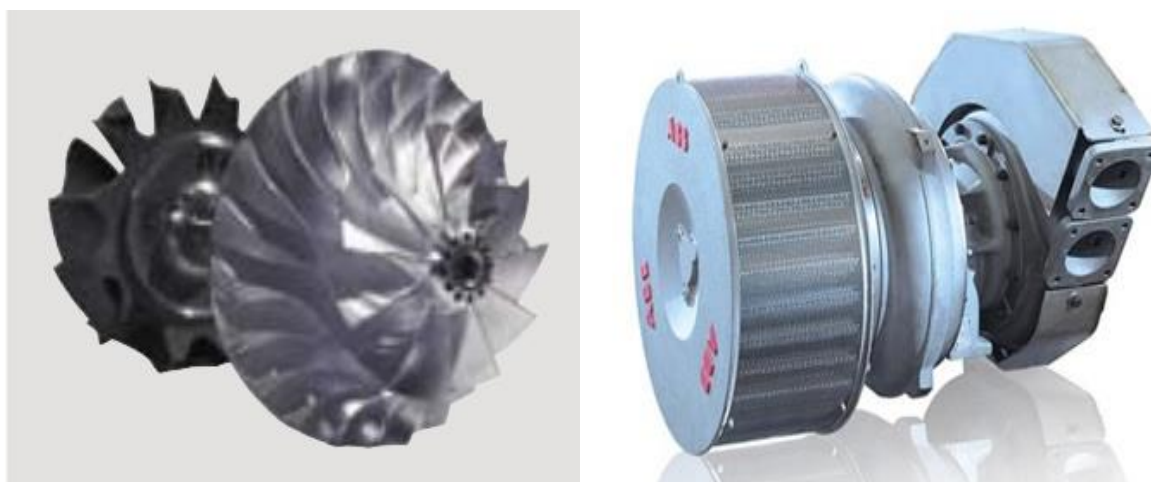


Рисунок 3.1 Турбокомпрессоры типа TPS

Тенденция роста удельной мощности, продолжающаяся в двигателестроении, сопровождается настоятельной необходимостью снижения уровня выбросов, и это привело к тому, что в работе большинства современных двигателей стала использоваться та или иная версия, так называемого, цикла Миллера.

Выбросы двигателя и метод установки момента впрыска Миллера

С первых лет нового тысячелетия в создании дизельных двигателей доминируют тенденции к достижению более высоких значений эффективного тормозного давления и снижению потребления топлива. Это сопровождается ростом озабоченности

влиянием морского судоходства на окружающую среду, в особенности влиянием выбросов дизельных двигателей. Для обеспечения соответствия всё более ужесточающимся экологическим нормам потребуются турбокомпрессоры с ещё более высокой степенью повышения давления.

Вопрос, тесно связанный со снижением выбросов двигателя – это использование метода установки момента впрыска Миллера (т. е. более раннее или позднее закрытие впускного клапана). При этом при условии постоянства мощности двигателя и давления наддува уменьшается наполнение цилиндров, вследствие чего в течение всего цикла давление и температура в цилиндрах остаются на более низком уровне. Метод установки момента впрыска Миллера – одно из немногих средств, которые могут применяться в двигателях внутреннего сгорания для одновременного снижения выброса NO_x и потребления топлива. Однако для понижения температуры в цилиндрах двигателя во время процесса Миллера требуется значительно более высокое давление наддува.

Компания ABB разработала три новые серии турбокомпрессоров TPS-F33, TPS-F32, TPS -F31. Все три серии базируются на платформе TPS-D/E. В них достигнута степень повышения давления при полной нагрузке соответственно 4,75, 5,0 и 5,2. В конструкции этих ТК используется алюминиевое колесо компрессора. Данные типоразмеры в зависимости от наружного диаметра колеса компрессора применяются на ДВС с мощностью от 500 до 3300 кВт. В турбокомпрессорах TPS-F компания ABB впервые использовала технологию рециркуляции – выполнение спускной щели вокруг колеса компрессора, которая благодаря улучшению свойств потока увеличивает запас компрессора по помпажу. Эта щель увеличивает ширину рабочей характеристики компрессора без ухудшения его высокого КПД.

3.1.3 Турбокомпрессоры типа TPS с изменяемой геометрией турбины

Существовавший специфический спрос на рынке дизельных и газовых двигателей привёл к созданию версии TPS с изменяемой геометрией турбины (VGT).

Одна из причин создания такой турбины – получающие широкое распространение однотрубные выхлопные системы дизельных двигателей. Использование в таких системах традиционных турбокомпрессоров усложняет работу двигателей при

неполной нагрузке и приводит к ухудшению нагрузочной характеристики и увеличению выброса вредных веществ.

Изменяемая геометрия турбины (рисунок 3.2) считалась идеальным решением проблем. Кроме устранения потерь, возникающих в регуляторе давления наддува, турбокомпрессоры с изменяемой геометрией также имеют большую гибкость при изменяющихся рабочих условиях и условиях окружающей среды. При использовании инновационного соплового аппарата обеспечивается точный контроль над соотношением воздух/топливо (так называемое лямбда-регулирование), что позволяет изменять эффективную площадь турбины без заметного снижения КПД турбины. Благодаря использованию пружин, зазор перемещающихся лопаток сопла уменьшен почти до нуля, так как пружины прижимают лопатки к противоположной стенке корпуса.



Рисунок 3.2 – Регулируемый сопловый аппарат турбокомпрессора TPS57 VTG

Данные турбокомпрессоры успешно применяются во всех климатических условиях и при широком диапазоне давлений от разрежения (4000 м над уровнем моря), до повышенного давления на глубинах 600 м (подводные лодки).

3.1.4 Турбокомпрессоры типа TPL

Концепция турбокомпрессоров TPL была разработана как платформа для больших современных дизельных и газовых двигателей мощностью выше 2500 кВт. Для этого семейства компания ABB разработала серию аксиальных турбин с длинами

лопаток и углами разнесения, покрывающими весь необходимый диапазон объёмных расходов. Отличительной особенностью серии TPL является новый опорный узел с плавающим упорным диском. Для обеспечения полного диапазона степени повышения давления, необходимого для современных двигателей с турбонаддувом, также были разработаны два новых центробежных компрессора.

3.1.5 Турбокомпрессоры типа TPL-B – средство увеличения мощности для двухтактных двигателей

Турбокомпрессоры серии TPL-B были разработаны главным образом для больших современных морских двухтактных дизельных двигателей. Имеются турбокомпрессоры для размеров корпуса судна, соответствующих мощности от 5000 до 25000 кВт.

Три таких устройства самого крупного размера в данной серии, TPL191-B (рисунок 3.3), были установлены на самом большом в мире двигателе мощностью 68000 кВт.



Рисунок 3.3 – Турбокомпрессор TPL191-B

3.1.6 Турбокомпрессор типа TPL-C

Турбокомпрессоры TPL-A/B удовлетворяют требованиям большинства областей применения двигателей, а на рынке четырёхтактных двигателей сохраняется стабильный спрос на двигатели с большей мощностью и с меньшими выбросами. В новой серии TPL-C, которая отвечает этим потребностям, компания АВВ внедрила новые компоненты, инновационные технологии и

передовые особенности конструкции. Причинами, вызвавшими разработку этого совершенно нового турбокомпрессора, были, кроме экономических и эксплуатационных факторов, правила, установленные Международной Конвенцией МАРПОЛ 73/78 требование снижения выбросов NOx и других вредных веществ. Для обеспечения выполнения этих требований большое значение имеют оптимизация процесса сгорания и применение системы турбонаддува.

Характеристики турбокомпрессоров TPL-C согласуются с требованиями будущих четырёхтактных среднескоростных дизельных и газовых двигателей в диапазоне мощностей от 3000 до 10000 кВт [6].

Таким образом, регулируемые компоненты турбокомпрессоров и многоступенчатые системы турбонаддува – две из существующих возможностей решения проблемы повышение мощности, КПД и экологических показателей двигателей.

3.2 Регулировка подачи газа сопловым аппаратом турбины

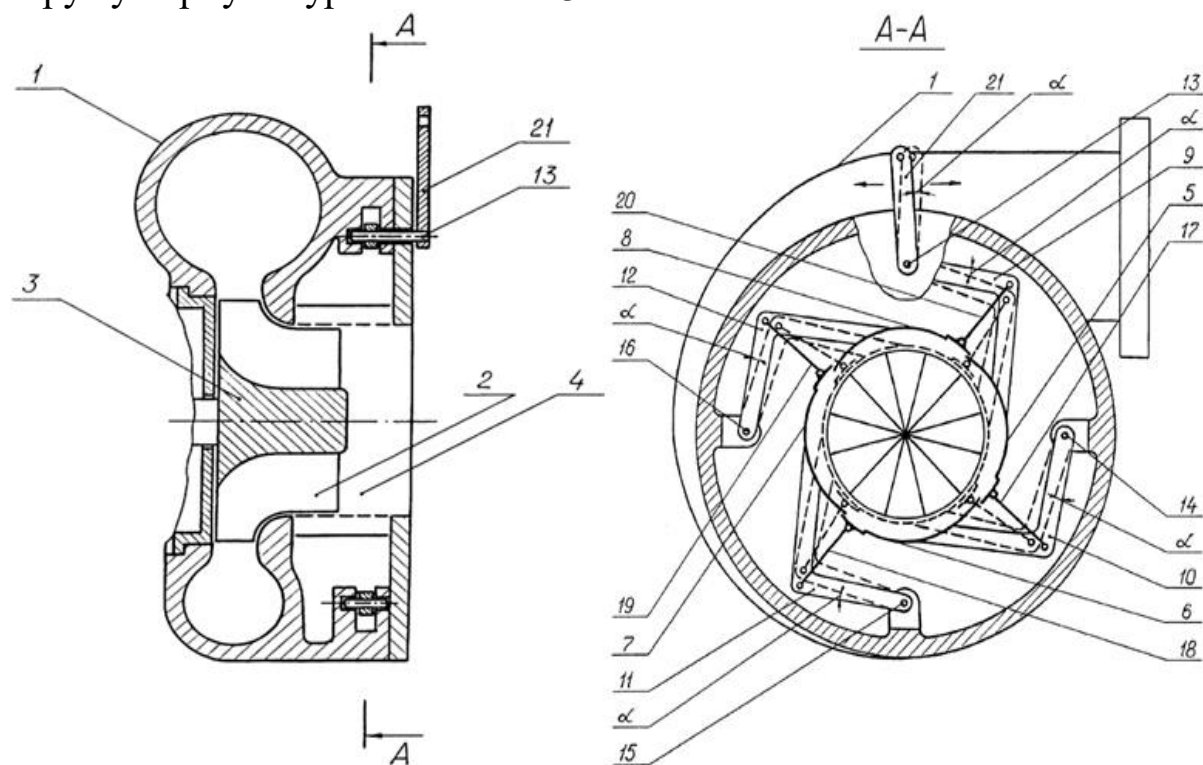
На турбокомпрессорах традиционно используются сопловые аппараты и рабочие лопатки с постоянным сечением, т.е. не регулируемые. Баланс мощностей газотурбонаддувочного агрегата рассчитан на максимальные нагрузки ДВС. Работа дизеля на долевых режимах не обеспечивает необходимую экономичность, сбалансированности, и необходимого давления наддува.

Улучшить процесс работы системы наддува и в целом ДВС во всех диапазонах нагрузки позволит использование устройств для регулирования ТК (рисунок 3.4).

Сущность устройства заключается в следующем, турбина состоит из сужающих каналов направляющего аппарата и рабочего колеса, при работе ДВС на режиме максимального крутящего момента проходное сечение канала в осевой части рабочего колеса и в пространстве за рабочим колесом минимально. При работе ДВС на режиме номинальной и максимальной мощности производят расширение канала в осевой части рабочего колеса и в пространстве за рабочим колесом. Цилиндрическая поверхность канала радиально-осевой турбины, расположенная в осевой части рабочего колеса и за рабочим колесом, образована размещенными в корпусе турбины, по меньшей мере, тремя дугообразными пластинами. Каждая из пластин с тыльной стороны установлена через рычаг на выполненной в корпусе турбины оси с возможностью поворота в радиальном направлении. Каждая из пластин шарнирно соединена через шток с

рычагом соседней пластины таким образом, что при повороте рычага одной пластины на определенный угол происходит поворот рычагов остальных пластин на такой же угол.

На рисунке 3.4 (левая сторона) цилиндрическая поверхность канала радиальной турбины 1 расположена в осевой части 2 рабочего колеса 3 и в пространстве 4 за рабочим колесом 3. Данная поверхность (рисунок 3.4 правая сторона) образована размещенными в корпусе турбины 1 четырьмя дугообразными пластинами 5, 6, 7, 8, которые с тыльной стороны установлены через рычаги 9, 10, 11, 12 на выполненных в корпусе турбины 1 осях 13, 14, 15, 16 с возможностью поворота в радиальном направлении и шарнирно соединены через штоки 17, 18, 19, 20 с рычагами 10, 11, 12, 9 соседних пластин 6, 7, 8, 5 таким образом, что при повороте рычага одной пластины, например рычага 9 пластины 5 на угол α , происходит поворот рычагов 10, 11, 12 остальных пластин 6, 7, 8 на такой же угол α . Поворот осуществляется регулирующим механизмом 21 через выведенную наружу корпуса турбины 1 ось 13.



- 1 – цилиндрический канал радиальной турбины; 2 – рабочие лопатки; 3 – рабочее колесо; 4 – пространство за рабочим колесом; 5, 6, 7, 8 – дугообразные пластины;
9, 10, 11, 12 – рычаги; 13, 14, 15, 16 – оси; 17, 18, 19, 20 – штоки;
21 – регулирующий механизм; α – угол поворота рычагов.

Рисунок 3.4 – Устройство для регулирования подачи газа в осевой части рабочего колеса и в пространстве за рабочим колесом турбины

Способ регулирования турбонаддува ДВС работает следующим образом. При работе ДВС на режиме максимального крутящего момента дугообразные пластины 5, 6, 7, 8 (рисунок 3.4) находятся в положении, при котором проходное сечение канала в осевой части 2 рабочего колеса 3 и в пространстве 4 за рабочим колесом 3 минимальное (на рисунке 4.4 показано пунктиром). Ввиду того, что остальные проходные сечения каналов турбины 1 настроены на данный режим, турбонаддув обеспечивает ДВС требуемым расходом воздуха. При работе ДВС на режиме номинальной мощности регулирующим механизмом 21 поворачивают рычаги 9, 10, 11, 12 дугообразных пластин 5, 6, 7, 8 в сторону увеличения проходного сечения канала в осевой части 2 рабочего колеса 3 и в пространстве 4 за рабочим колесом 3, что приводит к уменьшению реактивной составляющей вырабатываемой турбиной 1 мощности и соответственно производительности компрессора и расхода воздуха на данном режиме. При этом снижается КПД турбины 1 из-за утечек выпускных газов через зазоры, образовавшиеся между дугообразными пластинами 5, 6, 7, 8 и рабочим колесом 3, что приводит к дополнительному уменьшению мощности турбины 1 и соответственно производительности компрессора и расхода воздуха на данном режиме. Далее на долевых режимах (60%, 40%) N_e происходит дальнейшее снижение мощностей компрессора и турбины, падение КПД турбины. Это в итоге выравнивает баланс мощности турбины и компрессора.

Таким образом, устройство для регулирования подачи газа в осевой части газовой турбины позволит:

- повысить эффективность способа регулирования турбонаддува ДВС на всех режимах работы ГД;

- на долевых (менее 60% N_e) режимах работы ГД обеспечить баланс мощностей компрессора и турбины за счет расширения канала в осевой части рабочего колеса и в пространстве за рабочим колесом, что приводит к уменьшению реактивной силы, снижению мощности турбины и соответственно производительности компрессора и расхода воздуха на данном режиме, что обеспечивает оптимальную работу системы наддува;

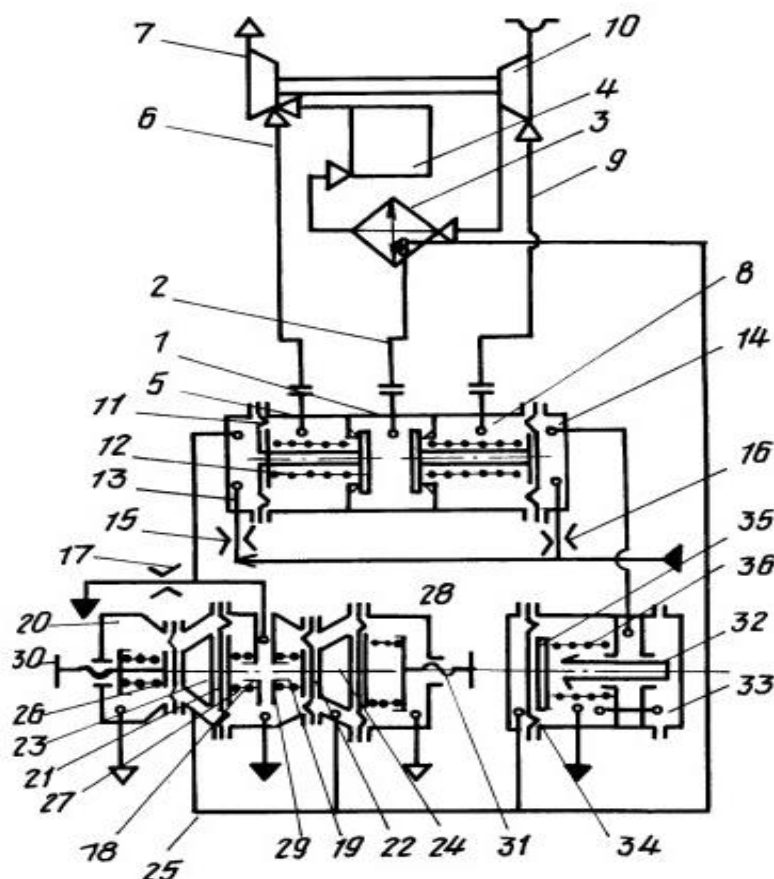
- снизить возможность возникновения помпажа центробежного компрессора за счет возможности регулирования турбокомпрессором.

3.3 Регулирование давления наддува на судовых ДВС

С целью повышения надежности системы наддува, а значит в целом двигателя, обеспечения баланса мощности турбины и компрессора, уменьшения вероятности возникновения помпажа, улучшения экономичности, за счет использования внутреннего источника энергии двигателя, отказа от большинства внешних линий связи и утилизации энергии сбрасываемого воздуха, предлагается установить регулятор давления наддува.

3.3.1 Устройство регулятора давления наддува

Регулятор давления наддува содержит два перепускных клапана, один из которых служит для перепуска части наддувочного воздуха с выхода компрессора на вход турбины на промежуточных режимах двигателя, в другой – для ограничения максимального давления наддува перепуском части наддувочного воздуха в линию сброса (рисунок 3.5). Управляющее устройство регулятора выполнено в виде двухстороннего и одностороннего сопел и взаимодействующих с ними трех пружиненных заслонок. Корпус регулятора служит кронштейном для установки на двигатель и для коммутации пневматических и гидравлических каналов. Повышается надежность, уменьшаются затраты энергии за счет использования масла из системы смазки двигателя.



1 – блок перепускных клапанов; 2,6,9,25 – трубопроводы; 3 – воздухоохладителя; 4 – дизель; 5 – первый перепускной клапан; 7 – турбина; 8 – второй перепускной клапан; 10 – компрессор; 11,34 – мембрана; 12,26,27,28,29,36 – пружины; 13,14 – камеры управления; 15,16,17 – дроссели; 18,19 – седла; 20,32 – сопло; 21,22,35 – заслонки; 23,24,33 – чувствительный элемент; 30,31 – винты

Рисунок 3.5 Схема регулятора давления наддува ДВС

Согласно схемы рисунок 3.5 перепускные клапаны и управляющее устройство смонтированы в общем корпусе, установленном в месте отбора наддувочного воздуха, а пневматические и гидравлические соединения регулятора выполнены в корпусе в виде каналов.

Блок 1 перепускных клапанов сообщен входами клапанов через линию 2 с приемным патрубком охладителя воздуха 3 дизеля 4 и содержит первый перепускной клапан 5, выход которого сообщен линией 6 с входом в турбину 7, и второй перепускной клапан 8, выход которого сообщен линией 9 с входом в компрессор 10.

Входы первого и второго перепускных клапанов соединены через охладитель воздуха 3 с выходом компрессора 10.

Каждый клапан имеет мембрану управления 11 и возвратную пружину 12.

Камера управления 13 первого перепускного клапана 5 и камера управления 14 второго перепускного клапана 8 соединены с напорной масляной магистралью двигателя через дроссели 15 и 16 соответственно.

Камера управления 13 первого перепускного клапана соединена со сливом через дроссель 17 и с входом двухстороннего сливного сопла управляющего устройства 20, седла 18 и 19 которого взаимодействуют с подпружиненными заслонками 21 и 22. Заслонки установлены с возможностью перекрытия этого сопла и взаимодействия с первым чувствительным элементом 23 и вторым чувствительным элементом 24 соответственно.

Чувствительные элементы 23 и 24 состоят каждый из соединенных между собой подвижными центрами мембраны с большим гофром и мембраны с малым гофром. Внутренние полости этих элементов соединены отдельно от линии 2 каналом 25 с полостью наддувочного воздуха в приемном патрубке охладителя 3. Первый чувствительный элемент 23 взаимодействует с пружинами 26 и 27, второй чувствительный элемент 24 – с пружинами 28 и 29. Усилия пружин 26 и 28 регулируются винтами (стаканами) 30 и 31. При правильной регулировке усилия пружин 27 и 28 больше, чем пружин 26 и 29, поэтому при отсутствии давления наддува заслонка 21 отодвинута от седла 18 двухстороннего сопла, а заслонка 22 прижата к его седлу 19.

3.3.2 Принцип работы регулятора давления наддува

При работе двигателя выхлопные газы из дизеля 4 (рисунок 3.5) поступают в турбину 7 турбокомпрессора, которая приводит в действие компрессор 10, он всасывает воздух, сжимает его и подает через охладитель 3 в двигатель.

Пока нагрузка на двигатель невелика, давление наддува, создаваемое компрессором 10, мало. Масло поступает из напорной магистрали двигателя через дроссель 15, 16 в камеры управления 13, 14 перепускных клапанов, вытесняет из них воздух и свободно сливается из камеры 13 через открытое седло 18 двухстороннего сопла и дроссель 17, а из камеры 14 через открытое сопло 32. Давление масла в этих камерах мало, оба перепускных клапана закрыты.

По мере роста нагрузки двигателя давление наддува растет и создает в полостях чувствительных элементов 23 и 24 усилие в сторону мембраны с большим гофром. Это усилие преодолевает сопротивление пружины 27 и перекрывает заслонкой 21 первого чувствительного элемента 23 седло 18 двухстороннего сопла. Слив из

камеры управления 13 резко уменьшается, давление в ней растет и клапан 5 открывается. Наддувочный воздух частично поступает из компрессора 10, минуя дизель 4, по линии 6 в турбину 7, увеличивая общий расход через нее газа. Мощность турбины растет, давление наддува, создаваемое компрессором 10, возрастает, создается возможность увеличения нагрузки двигателя на этих режимах. Поскольку турбокомпрессор из-за повышения частоты вращения его ротора переходит в область более высоких КПД, общая экономичность двигателя возрастает. Сохраняющаяся на этом режиме небольшая прокачка масла через камеру 13 обеспечивает охлаждение мембраны 11.

При дальнейшем росте нагрузки и частоты вращения двигателя и связанного с этим расхода воздуха давление наддува турбокомпрессора приближается к своему расчетному режиму, на котором перепуск наддувочного воздуха в турбину становится излишним. Возросшее давление наддува создает в камере управления второго чувствительного элемента 24 повышенное усилие, преодолевает сопротивление пружины 28 и отводит заслонку 22 от седла 19. Давление в камере управления 13 падает, перепускной клапан 5 закрывается.

Таким образом, регулятор обеспечивает:

- повышение экономичности двигателя на полной мощности за счет утилизации тепла сбрасываемого воздуха при ограничении предельного давления наддува;
- баланс мощности турбины и компрессора;
- точное ограничение предельного давления наддува за счет непрямого гидравлического регулирования;
- полную автономность регулятора при работе двигателя за счет дроссельно-соплового гидравлического регулирования с использованием масла из системы смазки двигателя;
- уменьшает возникновение помпажа, так как рабочая линия компрессора будет находиться дальше от линии помпажа в более устойчивой зоне.

3.4 Регулирование давления наддува на автотракторных ДВС

Регулирование с помощью перепуска газа характеризуется тем, что часть отработавших газов двигателя направляется по каналу мимо турбины. Проходное сечение соплового аппарата, а также рабочего колеса турбины выполняют соответствующим режиму максимального крутящего момента. Вследствие этого размеры рабочего колеса, а

также момент инерции ротора уменьшаются. Улучшается приемистость двигателя. Полное количество газов поступает в турбину до тех пор, пока давление наддува не достигнет максимальной величины. После этого часть газов перепускается мимо турбины, вследствие чего ограничивается частота вращения ротора и давление наддува.

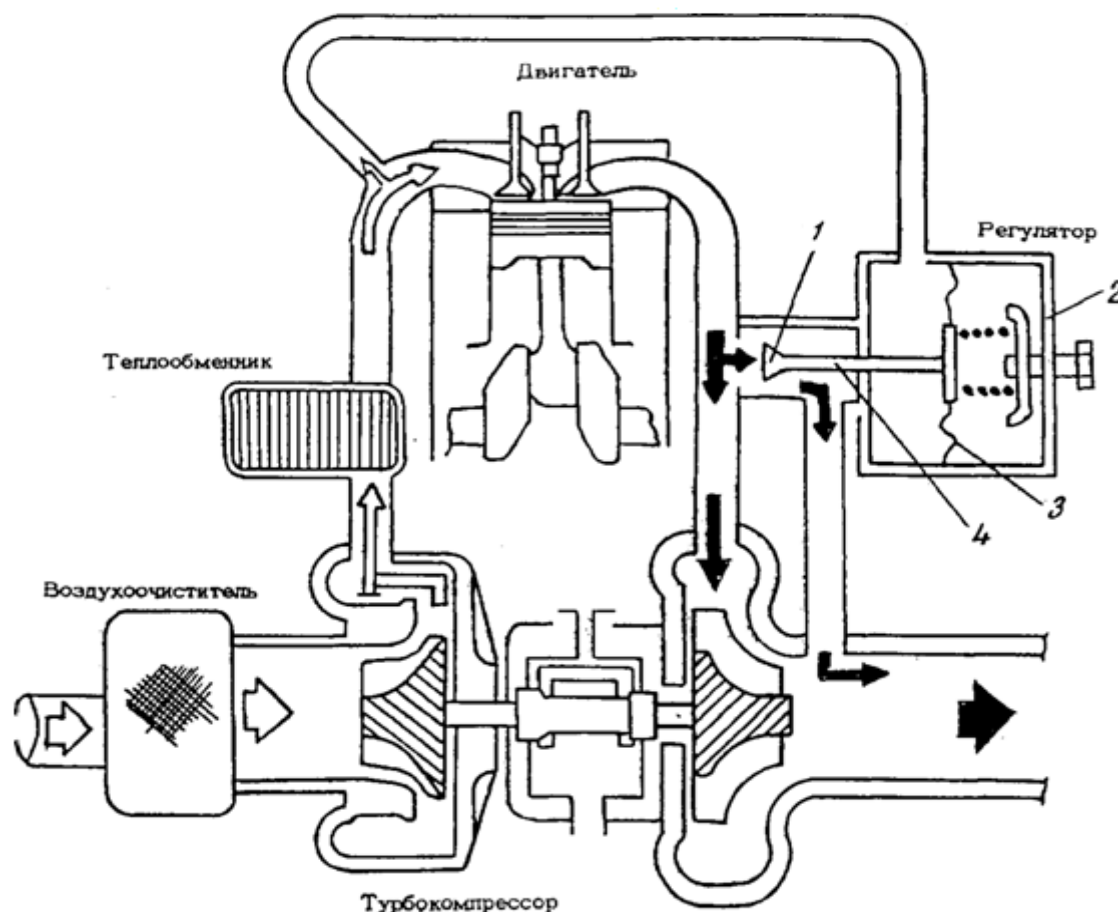


Рисунок 3.6 - Система регулирования давления наддува перепуском части отработавших газов мимо турбины с помощью перепускного клапана.

На рисунке 3.6 показана схема системы регулирования перепуском конструкции фирмы "Гарретт". Турбокомпрессоры с такой системой регулирования применяют для автотракторных дизелей и для автомобильных двигателей с искровым зажиганием.

Как видно на рисунке 3.6, на входе в турбину установлен перепускной клапан 1. Когда клапан открывается, часть отработавших газов, переходя через клапан, поступает мимо турбины в окружающую среду. Клапан открывается под действием сервоустройства 2, которое представляет собой подпружиненную мембрану 3, связанную со штоком клапана 4. Полость под мембраной сообщена с окружающей средой, а над мембраной — с трубопроводом

наддувочного воздуха. С увеличением давления наддува сверх заданной величины возрастает разность давлений на мембрану, пружина сжимается, открывается клапан и часть газов перепускается мимо турбины. Корпус перепускного клапана выполняют встроенным в корпус турбины. Так ряд фирм, как например "Гарретт" (США), "Холсет" (Великобритания), ККК (Германия), в корпус турбины встраивают регулирующее устройство, которое трубкой соединяется с выпускным патрубком компрессора.

Такая конструкция существенно упрощает компоновку турбокомпрессора на двигателе. Примером может служить двигатель с искровым зажиганием с мощностью 114 кВт фирмы "Volvo" (Швеция) и турбокомпрессором фирмы "Холсет" (Великобритания).

Недостатками этой системы регулирования являются:

- потеря энергии при перепуске части отработавших газов в атмосферу;
- усложнение конструкции турбины при встроенном перепускном клапане и необходимость введения сервоустройства;
- ухудшение экологии, связанной с дополнительным выбросом выхлопных газов в атмосферу.

Это показывает, что при регулировании происходит потеря более 20% энергии отработавших газов. Необходимо также иметь в виду, что при такой системе регулирования газ должен выпускаться во время работы двигателя на номинальном режиме или на режимах, близких к нему, т.е. значительную часть общей продолжительности работы двигателя. Вследствие этого общая потеря энергии составит значительную величину. Также возрастет и расход топлива.

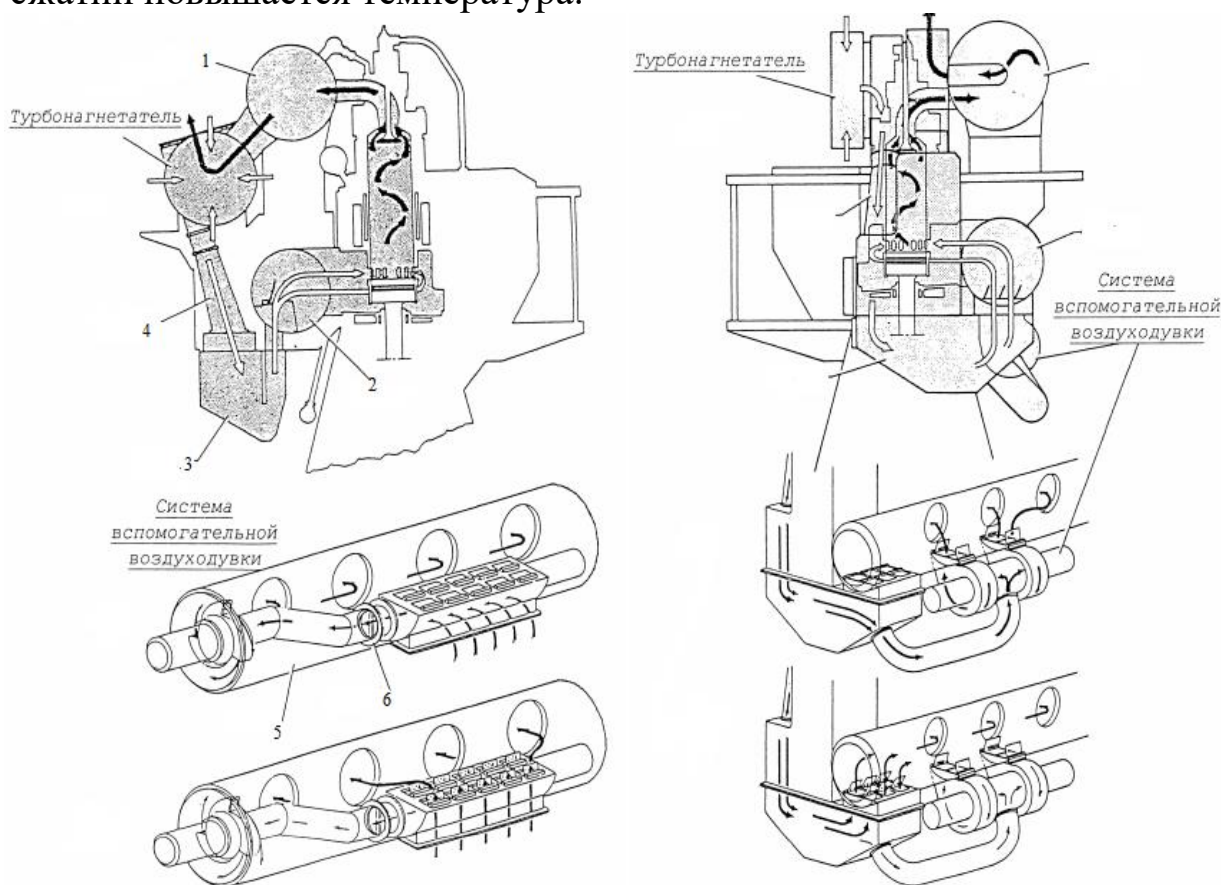
Глава 4 Система наддува двухтактных двигателей МАН – Бурмейстер и Вайн

В этой главе предоставляется конструкция, принцип действия, техническое обслуживание, очистка системы наддува малооборотных двухтактных двигателей известной фирмы «МАН – Бурмейстер и Вайн» (MAN B&W).

4.1 Система продувочного воздуха дизеля

В двигатель подается продувочный воздух от одного или двух турбонагнетателей (рисунок 4.1), расположенных на стороне выпуска (кормовая часть). Выпускной газ ДВС приводит в действие турбину ТК а, через общий вал, турбина приводит компрессор. Компрессор

забирает воздух из МО через воздушный фильтры и сжимает его, при сжатии повышается температура.



1 – коллектор выпускных газов; 2 – ресивер продувочного воздуха; 3 – охладитель наддувочного воздуха; 4 – труба наддувочного воздуха; 5 – ресивер продувочного воздуха в разрезе; 6 – невозвратный клапан

Рисунок 4.1 – Система наддува ДВС

4.2 Охладитель наддувочного воздуха

Из компрессора воздух для охлаждения проходит через трубу наддувочного воздуха 4 (рисунок 4.1) в ОНВ (охладитель наддувочного воздуха) 3.

ОНВ блочного типа (рисунок 4.2). Он установлен в корпусе, сваренном из стальных пластин. Корпус ОНВ снабжен смотровыми крышками.

Очистку элементов охладителя можно выполнять при неработающем двигателе, с помощью встроенного разбрызгивающего устройства, с и без выема элемента охладителя.

ОНВ имеет камеру поворота воздуха со встроенным влагоуловителем. Влагоуловитель состоит из ряда пластин, которые отделяют сконденсировавшуюся воду наддувочного воздуха во время прохождения воздушного потока. Отсепарированная вода собирается

на дне корпуса охладителя, откуда она удаляется дренажной системой.

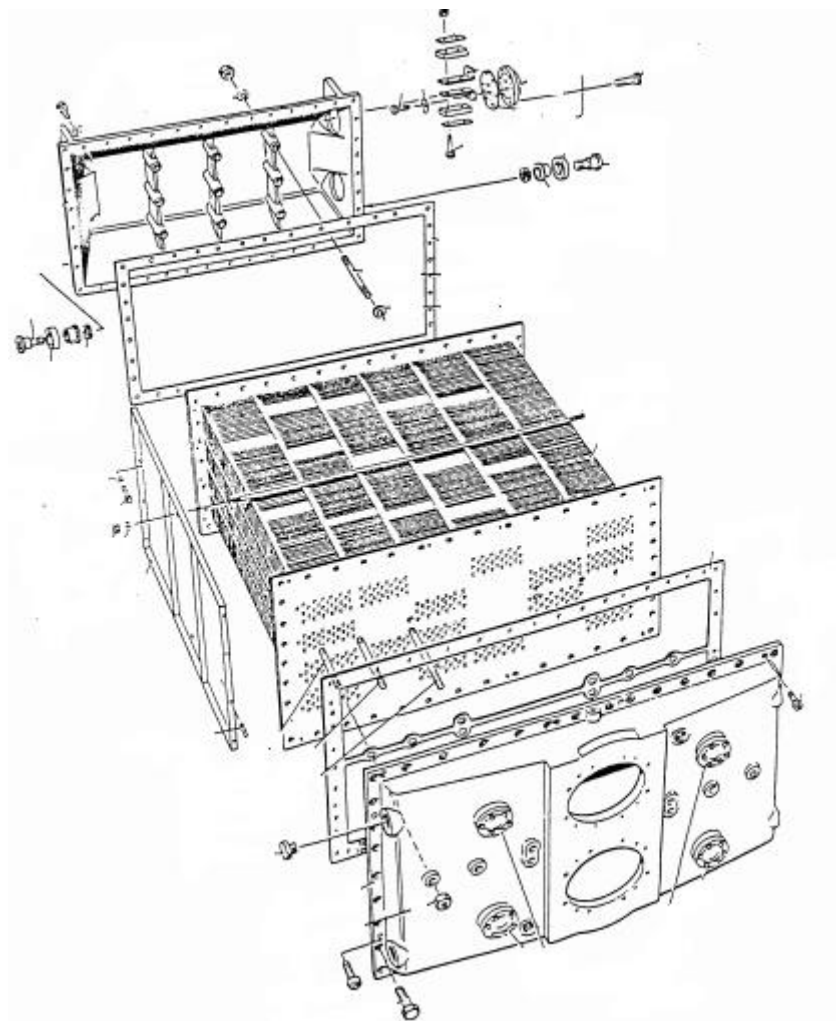


Рисунок 4.2 – Охладитель наддувочного воздуха

Вода может привести к гидроударам и попадание в цилиндры, поэтому ***важно проверять правильное функционирование дренажа.***

Из ОНВ воздух нагнетается в ресивер наддувочного воздуха через блок клапанов, установленных внизу ресивера. Блок клапанов имеет несколько невозвратных клапанов (створчатых клапанов – «хлопушек»), которые открываются под давлением воздуха от турбонагнетателя.

Из ресивера надувочный воздух поступает в цилиндры через продувочные окна, когда поршень находится в нижнем положении. Когда выпускные клапаны открыты, выпускной газ нагнетается в общий коллектор выпускных газов, откуда газ поступает к турбине ТК при постоянном давлении.

4.3 Ресивер наддувочного (продувочного) воздуха

Ресивер представляет собой контейнер большого объема. Он приболчен к блокам цилиндра. Продувочный воздух собирается в ресивере после прохождения через охладитель, влагоуловитель и блок клапанов. Ресивер и блоки цилиндров сообщаются между собой через круглые окна.

Под ресивером продувочного воздуха или с обоих концов ресивера расположены две вспомогательные воздуходувки. Всасывающая сторона вспомогательных воздуходувок соединена с полостью под невозвратными клапанами блока клапанов всасывающей трубой. Напорная сторона соединена с ресивером продувочного воздуха. На всасывающей трубе каждой из вспомогательных воздуходувок установлен невозвратный клапан 6 (рисунок 4.1), чтобы предотвратить обратный поток воздуха. Ресивер оборудован смотровыми крышками и предохранительным клапаном.

4.4 Вспомогательные воздуходувки

Во время пуска ДВС или когда частота вращения двигателя слишком мала, чтобы ТК подавал достаточное количества воздуха для работы двигателя, автоматически пускаются вспомогательные воздуходувки. Воздуходувки забирают воздух из МО через воздушный фильтр ТК.

Воздух проходит через трубу наддувочного воздуха, ОНВ, влагоуловитель и всасывающую трубу на всасывание воздуходувок. От воздуходувок воздух поступает в ресивер продувочного воздуха.

Невозвратные клапаны, установленные в блоке клапанов в ресивере продувочного воздуха, в это время закрыты благодаря частичному вакууму и под действием сил тяжести заслонок. Если они не закрыты, обнаружится недостаток в количестве подаваемого воздуха.

Пуск воздуходувок

Из-за сравнительно больших пусковых токов воздуходувки пускаются последовательно через 6-10 секунд.

Невозвратный клапан воздуходувки, которая еще не пущена, должен быть в закрытом положении, чтобы предотвратить обратное вращение воздуходувки. В противном случае есть риск сжечь электродвигатель при его пуске.

Если вспомогательную воздуходувку не удастся пустить, невозвратный клапан должен быть в закрытом положении. В противном случае работающая воздуходувка не сможет забрать свежий воздух через ТК и РНВ. Это происходит из-за разницы в сопротивлении воздушного потока.

Коллектор выпускных газов

От выпускных клапанов выпускной газ направляется в коллектор выпускных газов, где их пульсирующее давление от отдельных выпускных клапанов выравнивается, и затем газ подается к ТК при постоянном давлении.

Коллектор выпускных газов крепится по месту на гибких опорах. Между коллектором и выпускными клапанами, а также между коллектором и ТК установлены компенсаторы.

Для быстрого монтажа и демонтажа соединений между коллектором и выпускными клапанами применяются зажимные кольца для скрепления деталей. Коллектор выпускных газов и выпускная труба изолированы.

Выпускной коллектор может быть снабжен байпасными фланцами для:

- аварийной работы без ТК;
- оптимизации расхода топлива при работе на частичной нагрузке;
- турбокомпаундной системы.

Невозвратные клапаны

Крайне важно, чтобы невозвратные клапаны вспомогательных воздуходувок всегда правильно функционировали и легко двигались. Это проверяется движением клапанов вручную.

Невозвратные клапаны защищают воздуходувки и двигатель во время:

- пуска вспомогательных воздуходувок;
- работы с вспомогательными воздуходувками.

4.2 Очистка элементов системы наддува ДВС

4.2.1 Сухая очистка турбины ТК

Для сухой очистки используются сухие, твердые гранулы, которые при продувании их через ТК, удаляют большую часть отложений, которые могут образоваться на соплах и рабочих лопатках турбины.

Вследствие их твердости особенно подходящими для продувания являются ореховая скорлупа, раздробленные или сформированные искусственно кусочки активированного древесного угля размером 1,0 – 1,5 мм. Рекомендуются *не применять* в качестве чистящих материалов рис или зерно, т.к. они могут налипнуть в утилизационном котле.

С помощью такой операции не всегда возможно удалить более толстые отложения. Поэтому, чтобы предотвратить образование

таких толстых отложений, турбину придется очищать через каждые 24 – 50 часов работы.

Схема сухой очистки газовой турбины представлена на рисунке 4.3

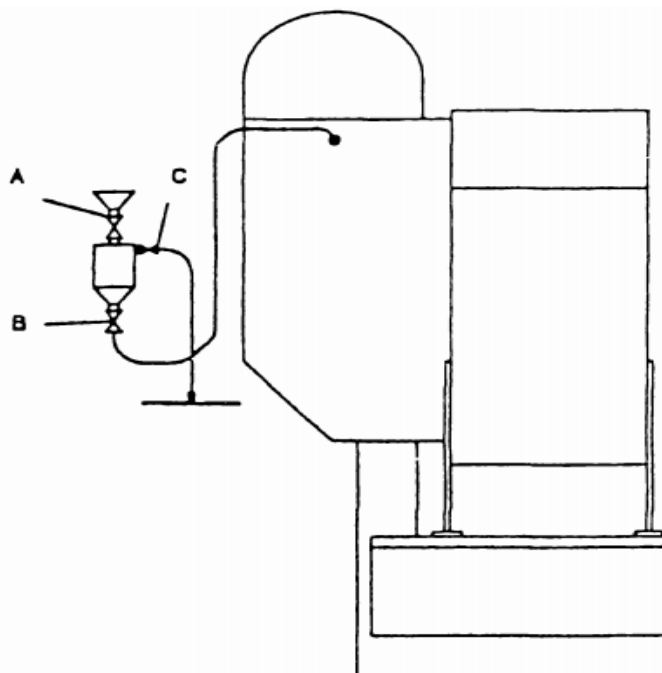


Рисунок 4.3 – Система сухой очистки турбины

На двигателях, оборудованных более чем одним ТК, турбонагнетатели очищаются один за другим.

Выписка из инструкции по сухой очистке турбины ТК

Процесс очистки:

- 1 Закройте клапан А;
- 2 Откройте клапан В и С выдуйте все отложения и конденсат из соединительной трубы;
- 3 Закройте клапаны В и С примерно через 2 минуты
- 4 Медленно откройте клапан А, чтобы снять давление в резервуаре;
- 5 Наполните контейнер гранулами в количестве, указанной на табличке у турбонагнетателя;
- 6 Закройте клапан А;
- 7 ТК можно очистить при нормальной эксплуатационной нагрузке;
- 8 Откройте клапаны В и С продуйте предварительно загруженные гранулы через ТК;
- 9 Закройте клапаны В и С через 1 – 1,5 минуты;
- 10 Медленно откройте клапан А, чтобы снять давление в резервуаре;

11 Очистку повторяйте через каждые 24 – 50 часов работы.

ВАЖНО, чтобы:

- Дренажные отверстия в газовых коробках должны оставаться закрытыми во время очистки турбины.

- Возможно, что во время сухой очистки турбины некоторые из продуваемых твердых частиц или искры будут проскакивать через дымовую трубу.

4.2.2 Очистка воздухоохладителя

Очистка воздушной стороны ОНВ

Воздушная сторона ОНВ чистится впрыскиванием химической жидкости через разбрызгиватель, прикрепленный к воздушной камере над элементом охладителя.

Используется средство для очистки холодильников воздуха АСС 9 (air cooler cleaning) (рисунок 4.4). При нанесении средства методом распыления на загрязненные участки воздухоохладителя оно пропитывает и растворяет накопившиеся отложения. АСС может применяться, когда воздухоохладители находятся в нерабочем состоянии либо при работающем двигателе распылением.

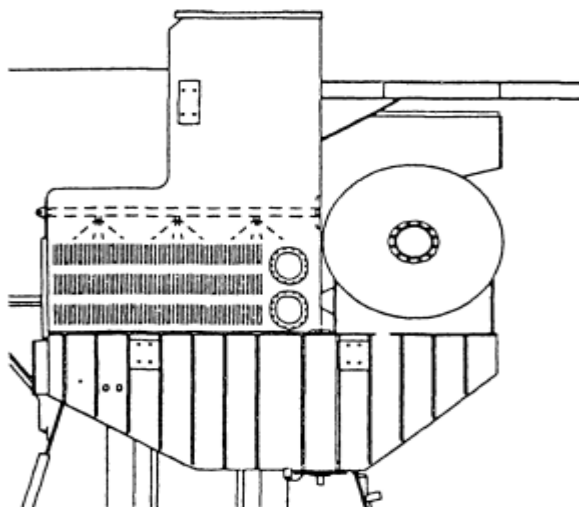


Рисунок 4.4 – Очистка моющей жидкости ОНВ

Очистку следует выполнять в следующей последовательности при неработающем двигателе.

1. Не начинайте очистку ранее, чем через 30 минут после остановки двигателя. Не отсоединяйте подачу сжатого воздуха к выпускному клапану.

2. Следуйте подробной инструкции по очистке, помещенной на трубе очистки на двигателе. Чтобы обеспечить удовлетворительное

разбрызгивание чистящей жидкости, давление циркуляционного насоса должно быть не менее 0,07 МПа.

3. Продолжайте процесс не менее 30 минут. Требуемое время зависит от частоты проведения очистки и применяемого химического продукта.

4. После очистки промойте охладитель чистой водой, пока вода через смотровые окна не будет выходить чистой.

5. Контроль производится либо со снятием крышки с верхней части охладителя, либо с демонтажем трубопровода наддувочного воздуха.

На рисунке 4.5 изображена схема очистки ОНВ воздушной части.

Последовательность химической чистки:

1. Откройте клапаны В,С,Д,Е; 2. Закройте А,Г,Н; 3. Запустите насос;

Последовательность промывки водой:

1. Откройте А,Д,Г,Н; 2. Закройте В,С,Е;

Окончание очистки:

1. Откройте А; 2. Закройте В,С,Д,Е,Г,Н.

5.2.3 Очистка водяной стороны ОНВ

Закройте клапаны входа и выхода охлаждающей воды. Слейте охлаждающую воду через винтовые пробки.

Разберите ОНВ, используя инструкцию.

С помощью щетки, закрепленной в дрели, трубы должны быть очищены изнутри.

В случае протечек между охлаждающей трубой и трубной доской следует развальцевать трубки вальцовкой.

Концевая крышка и камера поворота потока воды должны очищаться изнутри жесткой щеткой и промываться свежей водой.

Соберите ОНВ в соответствии с инструкцией.

Съемные детали можно вымачивать в емкости с раствором АСС/МЕ. Если отложения большие или затвердевшие, раствор следует перемешивать. После вымачивания смойте отставшие отложения струей воды из шланга и обдуйте сжатым воздухом.

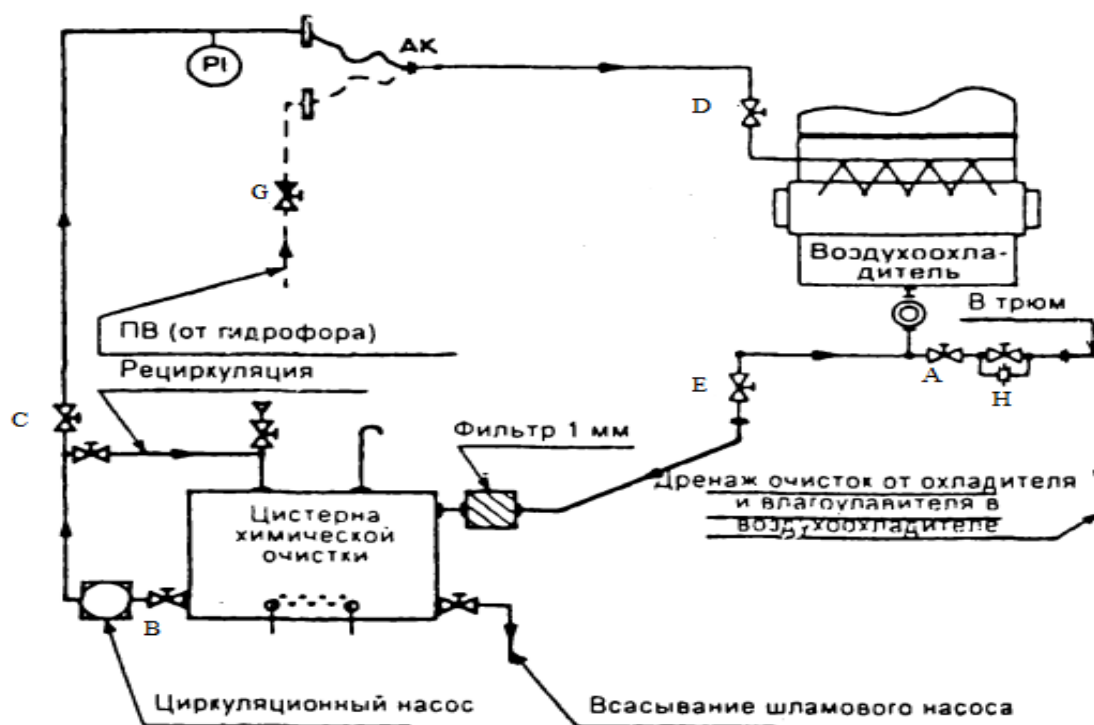


Рисунок 4.5 – Схема очистки ОНВ

Очистка воздухоохладителя при работающем двигателе

С помощью дозирующего устройства АСС/МЕ нагнетается в шахту воздухоохладителя и распыляется над работающим воздухоохладителем. Применяйте, когда двигатель работает с полной/частичной нагрузкой (в соответствии с рекомендациями производителя двигателя). Дозировка должна быть следующей:

- Дозирующее устройство РМ (4-х тактный двигатель): Добавьте 3 литра очистителя АСС/МЕ к 3 литрам воды
- Дозирующее устройство PS (2-х тактный двигатель): Добавьте 10 литров средства АСС/МЕ к 10 литрам воды Следуйте инструкции, как указано в Каталоге Дозировочной Системы АСС/МЕ (МС-SB-3).

ПРЕИМУЩЕСТВА АСС

- Высокоэффективное чистящее средство для удаления смазки, масляных и углеродистых отложений;
- Сокращает время и расходы на ремонт, связанные с очисткой при выведенном из эксплуатации двигателе;
- Совместимо с масляными сепараторами;
- Не образует вредных смесей;
- Безопасно в использовании в отличие от многих обычных растворителей;
- Безопасно в обращении и хранении;
- Исключает возможность воспламенения [7].

Глава 5 Система наддува четырехтактных двигателей Вяртсиля (Wartsila)

В этой главе предоставляется конструкция, принцип действия, техническое обслуживание, очистка системы наддува среднеоборотных четырехтактных двигателей известной фирмы Вяртсиля (Wartsila).

5.1 Турбонаддув и охлаждение воздуха 12ЧН32/40 (W12V32 Wartsila)

Турбокомпрессоры аксиального турбинного типа. Охладители нагнетаемого воздуха имеют жесткую раму и в рядных двигателях установлены сбоку на блоке цилиндров. В V-образных двигателях охладитель располагается перед кронштейном ТК.

Отверстие выхода воздуха ТК подсоединено к воздухопроводу 2 (рисунок 5.1) посредством металлического гофрированного устройства 1. Трубы выпуска отработавших газов из цилиндров также подсоединены к ТК посредством металлического гофрированного устройства. Трубу выпуска ОГ после ТК следует разместить согласно инструкции по монтажу с фиксированной опорой непосредственно после гофрированного устройства.

ТК оснащен устройством для очистки компрессора и турбины струей воды.

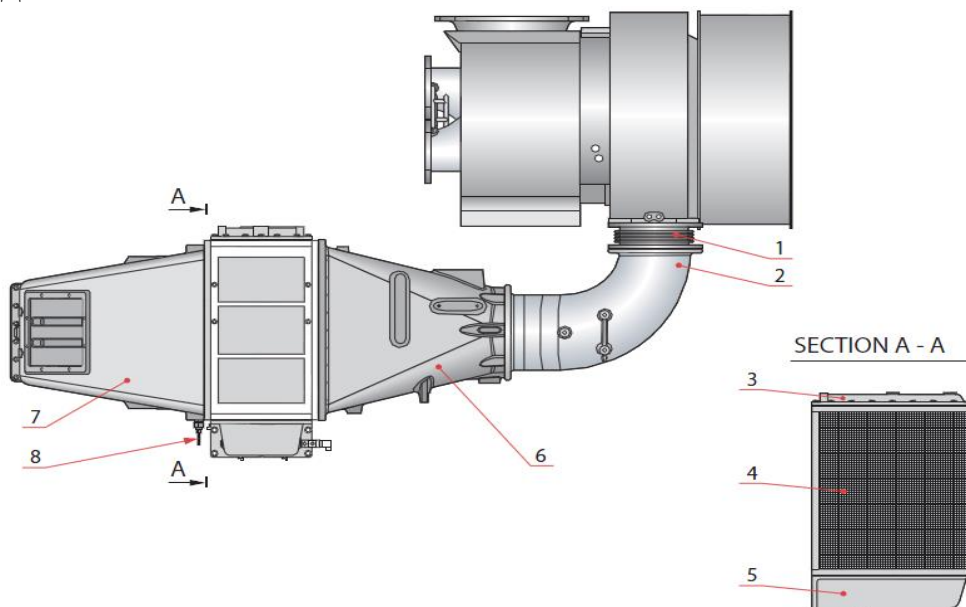


Рисунок 5.1 – Внешний вид турбонагнетателя и воздухоохладителя

5.2 Водяная очистка турбокомпрессора во время работы

Промывка турбины водой

Накопление грязи со стороны турбины может быть уменьшено периодической очисткой (промывкой) во время работы. Таким образом можно увеличить периоды между капитальными ремонтами. Загрязненные турбины приводят к нестабильным оборотам ТК и, при некоторых обстоятельствах, к повышенной температуре выхлопных газов, увеличенной нагрузке на подшипники из-за дисбаланса и меньшему выбегу (инерции вращения ТК после остановки ДВС). Промывка со стороны турбины необходима при работе на тяжелом топливе.

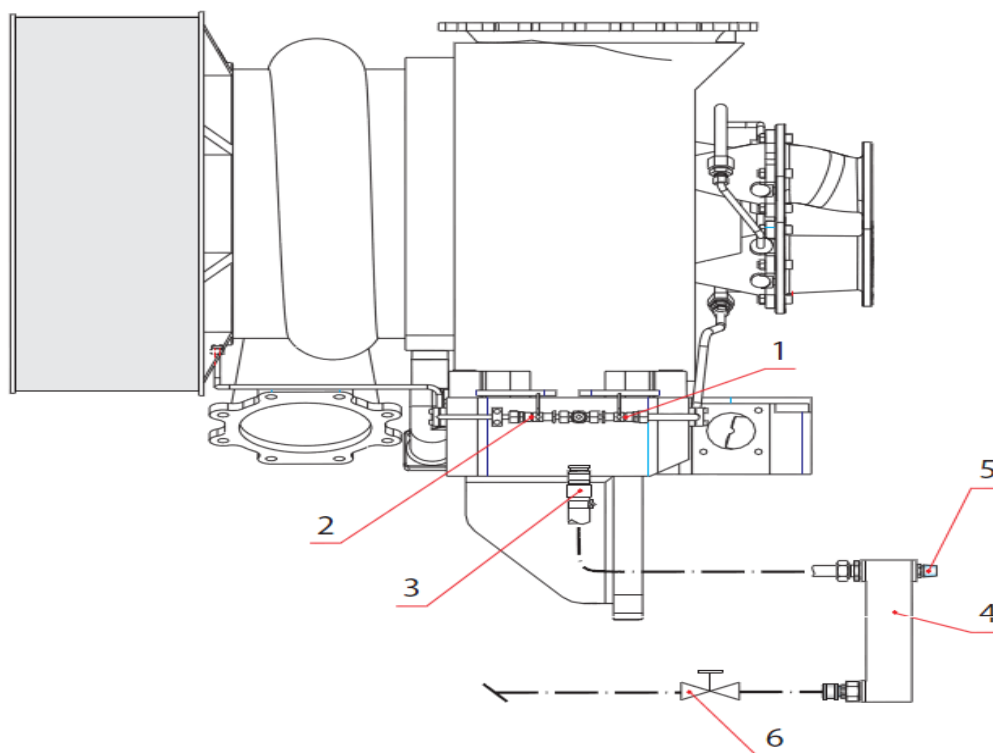
В процессе длительной эксплуатации периодическая промывка водой предупреждает образование значительных отложений на лопатках турбины и соплах. Этот метод очистки не дает результата в очень загрязненных турбинах, которые не подвергались регулярным промывкам.

Если обычная водяная очистка турбины не понижает уровень оборотов ТК, то, вероятно, образовались мощные отложения на кольце форсунки и лопастях турбины в ТК, которые необходимо удалить механически. Для этого следует демонтировать картридж ротора и кольцо форсунки из ТК.

При водяной очистке воду следует впрыскивать в выхлопную систему, когда двигатель работает на пониженной мощности. Недостатки временного понижения мощности несущественны по сравнению с преимуществами очистки. Необходимый поток воды, по существу, зависит от объема газа и его температуры. В воду для очистки нельзя добавлять присадки и моющие средства. Использование морской воды запрещено.

Каждый впускной газовый патрубок нагнетателя оборудован моющей форсункой. Все форсунки подключены к общей водной магистрали, которая имеет клапан и быстроразъемное соединение. Поток воды регулируется расходомером 4 рисунок 5.2 для поддержания требуемого уровня.

Промывку следует выполнять регулярно согласно графику техобслуживания. В зависимости от получаемых результатов интервалы между промывками можно увеличивать или уменьшать.



- 1 – клапан для очистки турбины; 2 – клапан для очистки компрессора;
 3 – быстроразъемное соединение; 4 – расходомер;
 5 – клапан регулировки потока; 6 – главный клапан

Рисунок 5.2 – Водяная очистка турбокомпрессора

Процедура чистки турбины

1. Запишите давление нагнетаемого воздуха, температуру выхлопных газов и обороты нагнетателя при номинальной нагрузке для последующего использования для оценки эффективности очистки.

2. Уменьшите нагрузку на двигатель соответствующая максимальной температуре на входе турбины меньшей 430°C . Дайте двигателю поработать пятнадцать минут с этой нагрузкой до начала промывки.

Проверьте упомянутые выше ограничения для оборотов двигателя или температуры выхлопных газов.

Если промывка начнется ранее, чем через 15 минут работы со стабильной описанной выше нагрузкой, то это может привести к негативным последствиям для срока службы компонентов турбокомпрессора.

3. Откройте клапан 1 и проверьте чистоту форсунок (рисунок 6.3)

4. Подсоедините водяной шланг.

5. Медленно откройте клапан 5 и увеличивайте поток воды до достижения необходимого уровня. Зафиксируйте клапан 5 контргайкой.

6. Закройте клапан 1 спустя 10 минут.

7. По окончании впрыска воды двигатель должен поработать, по крайней мере, 10 минут перед увеличением нагрузки.

8. Закройте все клапана и отсоедините шланг, чтобы исключить попадание воды в выхлопные трубы после промывки.

9. Откройте клапан 1 и слейте воду.

10. Возобновите нормальную работу двигателя с большей выходной мощностью и по истечении одного часа, снимите показания, как описано выше в пункте 1 для оценки эффективности.

11. При необходимости остановки двигателя после очистки, дайте ему поработать 10-20 минут после выполнения процедуры. Это гарантирует полное высыхание всех компонентов выхлопной системы.

Промывка компрессора водой

Компрессор может очищаться путем впрыска воды во время работы. Этот метод будет эффективным при условии не очень сильного загрязнения. Если налет очень интенсивный или твердый, то компрессор нужно разобрать и очистить компоненты механически.

Впрыскиваемая вода действует не как растворитель, очищающее воздействие достигается благодаря физическому столкновению капель с отложениями. Поэтому целесообразно использовать чистую воду, не содержащую добавок в виде растворителей или размягчителей, которые могут осаждаться в компрессоре и образовывать отложения.

Регулярная очистка компрессора предотвращает или замедляет образование отложений, однако не устраняет необходимости в обычных ремонтах, для которых ТК должен демонтироваться.

Вода должна впрыскиваться на работающем двигателе и при максимально возможной нагрузке, т. е. при самых высоких оборотах компрессора.

Чистку компрессора (воздушную сторону) ТК производить при как можно более высокой нагрузке (по меньшей мере 75%-ной нагрузке).

Промывку следует выполнять регулярно согласно графику техобслуживания. В зависимости от получаемых результатов интервалы между двумя промывками можно увеличивать или уменьшать.

Процедура очистки компрессора

1. Запишите давление нагнетаемого воздуха, температуру выхлопных газов и обороты нагнетателя при номинальной нагрузке для последующего использования для оценки эффективности очистки.

2. Откройте клапан 2, см. (рисунок 5.2).

3. Подсоедините водяной шланг.

4. Используйте такую же регулировку, как для стороны турбины, т.е. вначале промойте сторону турбины и зафиксируйте клапан 5 контрагайкой, (рисунок 5.2).

Не превышайте максимальное время промывки (таблица 5.1).

Таблица 5.1 – Продолжительность времени промывки компрессора

Тип турбокомпрессора	Продолжительность времени промывки
TPL 65	5 – 6 мин
TPL 67	4 – 5 мин
TPL 69	2 – 3 мин
NA 297	3 – 4 мин
NA 357	3 – 4 мин

5. Закройте клапан 2.

6. Отсоедините водяной шланг.

7. Откройте клапан 2 и слейте воду.

8. Повторите описанные выше шаг 1 для оценки. Эффективность очистки можно увидеть по изменению давления нагнетаемого воздуха и температуры выхлопных газов.

9. Если необходимо остановить двигатель после очистки, запустите двигатель на 10 - 20 минут после очистки турбонагнетателя. Это гарантирует полное высыхание всех компонентов системы наддува воздуха.

Если промывка была неудачной, то ее необходимо повторить через десять минут.

5.3 Охладитель нагнетаемого воздуха

Охладитель нагнетаемого воздуха бескаркасного типа. Его корпус смонтирован на блоке двигателя.

В трубах охладителя воздуха предусмотрены ребра для повышения эффективности охлаждения воздуха. Охлаждающая вода циркулирует по трубам, в то время как нагнетаемый воздух проходит между ребрами снаружи труб.

Технические данные и материал: трубы - медный сплав; водяные камеры - чугун; испытательное давление – 0,8 МПа (на стороне воды).

5.3.1 Обслуживание охладителя нагнетаемого воздуха

1. Слив конденсата из воздуха осуществляется через маленькое отверстие/трубку 8 в нижней части корпуса после охладителя.

Регулярно следить, чтобы дренажная трубка была открыта, проверяя поток воздуха во время работы.

Если вода капает или вытекает через дренажную трубку длительное время (за исключением случаев эксплуатации в условиях с очень высокой влажностью или при слишком низкой температуре в НТ-контуре в результате неисправности клапана термостата НТ-контур), возможно, имеется течь в охладителе; в таком случае его следует демонтировать и испытать под давлением.

2. При более длительных остановках (несколько недель) охладитель должен быть либо полностью заполнен, либо полностью опорожнен, поскольку в наполовину заполненном охладителе повышается опасность коррозии. Если есть опасность снижения уровня воды в системе при остановке двигателя, то следует полностью опорожнить охладитель. Открыть винт стравливания воздуха в верхней части охладителя, чтобы предотвратить создание разрежения при сливе.

3. Очищайте и испытывайте на давление охладитель с интервалами, указанными в инструкции, либо если температура приемника не поддерживается в заданных пределах при полной нагрузке.

4. При очистке всегда проверять отсутствие коррозии.

5.3.2 Очистка воздухоохладителя

Чистые поверхности теплообменника охладителя воздуха важны для длительной и бесперебойной работы двигателя. Очистка должна проводиться через равные интервалы, которые зависят от падения давления (Δp) на охладителе наддуваемого воздуха.

1. Снять защитную пластину с корпуса охладителя воздуха.

2. Установите подъемное приспособление 800077.

3. Удалить винты фланца охладителя.

4. Опустить охладитель пока он не выйдет из корпуса.

5. Очистите воздушную сторону охладителя погружением в баню с чистящим средством минимум на 24 часа. Рекомендуется устанавливать на дне чистящего бака перфорированные трубки для улучшения эффективности процедуры, рисунок 5.3. Для улучшения

очистки подключите к трубкам пар или сжатый воздух. По окончании процедуры тщательно промойте охладитель водой.

Не следует использовать для мойки струю воды под высоким давлением потому, что:

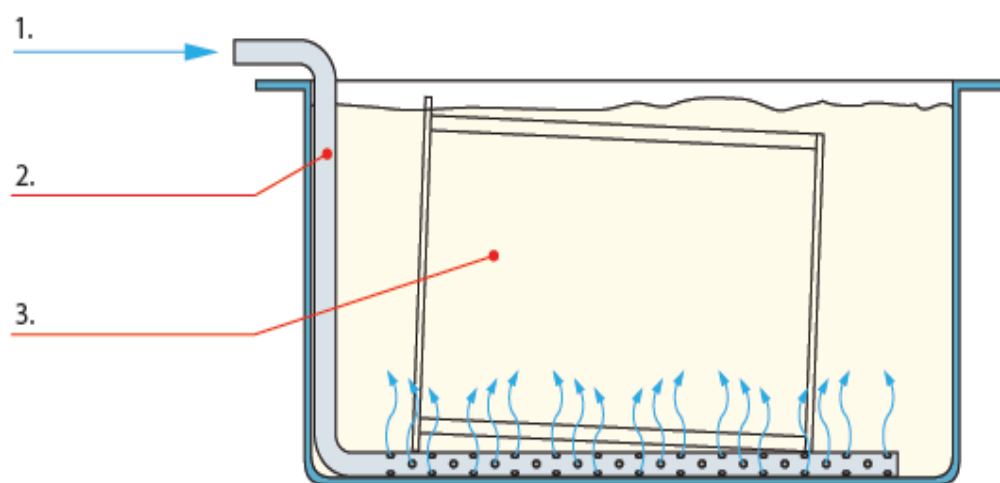
- она протолкнет грязь внутрь охладителя;

- повреждаются ребра охладителя;

Это снизит эффективность охлаждения воздуха.

6. Очистить водную сторону погрузив связку в ванну с чистящим средством минимум на 24 часа. Следовать рекомендациям для воздушной стороны.

7. Установить охладитель на двигатель



1 – поток воздуха; 2 – перфорированные трубки; 3 – вставка охладителя

Рисунок 5.3 – Очистка воздушной части ВОХ

5.3.3 Перепад давления нагнетаемого воздуха на воздухоохладителе

Охладитель нагнетаемого воздуха поддерживает на правильном уровне термическую нагрузку на дизельный двигатель. Это очень важно для поддержания потребления топлива и накладных расходов на низком уровне.

Увеличение перепада давления (Δp) на охладителе нагнетаемого воздуха (на «воздушной стороне») вызывает повышение тепловой нагрузки и увеличение расхода топлива. Допустимые и предельные перепады давления воздуха в ВОХ показаны в таблице 5.2.

Путем регулярного измерения Δp на охладителе нагнетаемого воздуха можно оценить состояние охладителя нагнетаемого воздуха и по результатам или очистить его, или вовремя заменить на запасной воздушный охладитель ВОХ.

Таблица 5.2 – Перепад давления нагнетаемого воздуха на ВОХ

Δp на чистом охладителе нагнетаемого воздуха (мм.рт.ст. / МПа)			
Тип двигателя	Одноступенчатый BOX	Двухступенчатый BOX	Предел тревоги
6L, 12V	215 / 0,21	255 / 0,25	765 / 0,75
8, 9L, 16V, 18V	490 / 0,48	530 / 0,52	765 / 0,75

Измерение перепада давления на однорядном двигателе

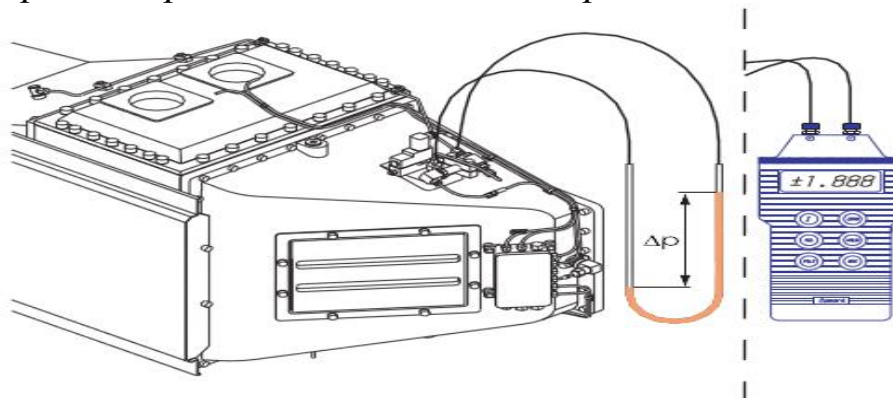


Рисунок 5.4 – Измерение перепада давления воздуха в однорядном двигателе

Перепад давления на охладителе воздуха можно измерить U-образный манометр или индикатор перепада давления (рисунок 5.4 и рисунок 5.5).

1. Подсоедините заполненную водой U-образную трубку / индикатор перепада давления к разъемам трубки.

2. При использовании U-образной трубки, измерьте разницу давления по измерительной шкале.

Измерение перепада давления на V-образном двигателе

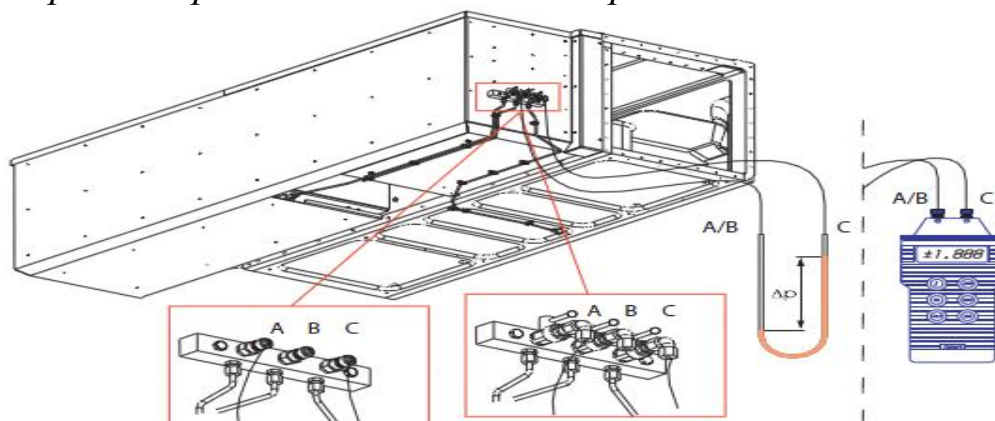


Рисунок 5.5 – Измерение перепада давления воздуха в V-образном двигателе

Глава 6 Диагностика работы турбокомпрессора

6.1 Автоматизированные системы диагностирования

В последние годы все более и более перспективными становится отказ от планово-предупредительной системы обслуживания и ремонта СЭУ, переход к непрерывному техническому обслуживанию судовых механизмов, выполнение ремонта по мере фактической необходимости, а не через жестко назначенные сроки, которые нередко оказываются неудачно выбранными, и приводит либо к ненужным преждевременным вскрытиям механизмов, к запоздалым ремонтам, уже после прошедшей аварии. Переход к эксплуатации СЭУ по фактическому состоянию возможен только при наличии эффективной системы технической диагностики.

Принцип действия таких систем состоит в сборе информации о техническом состоянии судового оборудования, поступающий как от штатных (рабочих) контрольно-измерительных приборов, так и от специальных датчиков, а затем в сравнении полученной информации с эталонной, характеризующей новое, неизношенное оборудование. В зависимости от результатов этого сравнения, по заранее составленным алгоритмам вырабатывается заключение о работоспособности оборудования.

Автоматизированные электронные средства диагностики элементов СЭУ позволяют осуществлять централизованный контроль и регистрацию значений физических параметров, вырабатывать рекомендации судовому механику, выдавать сигналы для переключения в аварийных ситуациях, анализировать показания датчиков в системе диагностирования состояния механизмов. Все операции фиксируются и анализируются на электронных носителях.

Главное назначение современного диагностирования состоит в непрерывном автоматическом контроле технического состояния объекта, своевременном обнаружении отклонений контролируемых параметров от нормативных значений, идентификации и локализации дефектов, выработке стратегии последующих действий и прогнозирования ресурса. Системы автоматического контроля и диагностирования создаются на базе новейших информационно-вычислительных средств, программная часть которых опирается на фундаментальные и прикладные математические методы.

Исключительно теплотехнический контроль на энергетическом уровне диагностирования далеко не всегда позволяет различить

состояния «исправно и работоспособно» и «неисправно, но работоспособно». Кардинальное решение этой проблемы требует углубления уровня диагностирования за счёт применения специальных методов и средств, позволяющих непосредственно во время эксплуатации (без разборки оборудования) выявлять механические повреждения и поломки деталей и узлов, вызываемые износом, коррозией, эрозией, кавитацией, температурными деформациями, силовыми перегрузками, попаданием посторонних предметов, нарушением качества смазки и другими причинами.

6.2 Методы безразборного мониторинга СТС

К методам безразборного мониторинга механических повреждений узлов и деталей оборудования можно отнести:

- контроль вибрационных характеристик;
- визуальный осмотр внутренних полостей оборудования;
- мониторинг остаточной толщины стенок сосудов и трубопроводов;
- бесконтактное измерение зазоров в опорных узлах механизмах;
- оценка износов уплотнений путем контроля утечек рабочих сред;
- анализ продуктов износа в смазочном масле [1].

6.2.1 Контроль вибрационных характеристик

Значительную часть агрегатов современной СЭУ составляют вращающиеся механизмы (электроприводы, центробежные насосы, сепараторы, турбины и т.п.). Прогнозировать отказ таких механизмов можно весьма эффективно по изменению уровня их вибрации.

Большое значение такого прогнозирования состоит в том, что неполадки в работе оборудования обнаруживаются в начальной стадии их развития. Благодаря этому уменьшаются затраты времени и средств на ремонт.

Система контроля вибрации механизмов позволяет производить профилактическое обслуживание в оптимальные сроки. Принцип, положенный в основу такой системы, состоит в том, что измеренный уровень вибрации сопоставляют с эталонным, определенным на новом оборудовании. Разность этих значений и является количественной оценкой степени ухудшения технического состояния агрегата.

Сигнал передается в анализатор спектра. Здесь выполняется анализ характеристик частот, составляющих спектр колебаний конкретного сигнала, и в зависимости от положения полосы существенных частот этого сигнала на общей оси частот формируется определенный цифровой сигнал.

Специально сконструированный для использования в судовых условиях датчик вибрации имеет пьезоэлектрический преобразователь. Действие датчика основано на эффекте возникновения электрических зарядов на поверхности кристалла при его сжатии.

Чувствительный элемент датчика - кристалл кварца зажат установочным болтом между массой и основанием с определенной силой. Заряды с поверхности кристалла специальным кабелем передаются на усилитель и измерительную схему прибора.

Масса под влиянием ускорений от вибрации, действуя на кристалл и установочный болт, изменяет силу сжатия, что отражается на изменении электрического выходного сигнала.

Прибор предназначен для непрерывных измерений и может быть использован для сигнализации о достижении определенных уровней вибрации (рисунок 6.1).

Микроконтроллер и управляемый объект образуют систему управления. Информацию о состоянии объекта и окружающей среды воспринимают контактные или бесконтактные датчики, они преобразуют измеряемые величины в непрерывные или дискретные электрические сигналы. За счет вторичной обработки во входных узла уровень и форма их доводится до состояния, пригодного для подачи в микро ЭВМ, именуемую в технической документации узлом обработки. После обработки информации в соответствии с алгоритмом управления микро ЭВМ выдает маломощные цифровые сигналы к выходным узлам. На их выходах появляются непрерывные или дискретные сигналы, мощность которых достаточна для управления исполнительными и сигнальными устройствами. Информация о переключении исполнительных органов может одновременно поступать на вход контроллера, обеспечивая местную обратную связь.

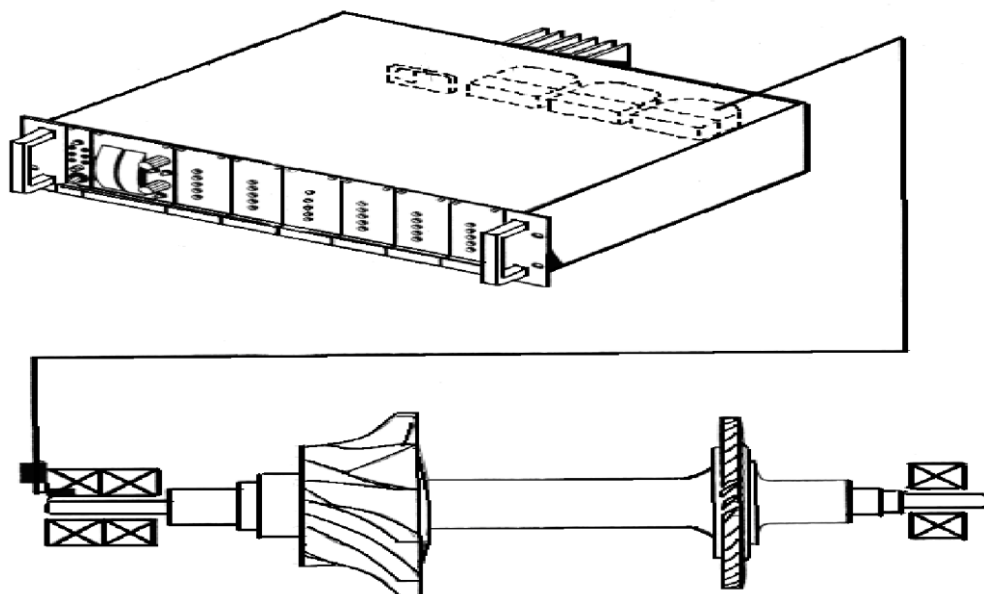


Рисунок 6.1 - Расположение датчика вибрации на валу турбины

Табло управления и сигнализации позволяет вахтенному механику следить за протекающим процессом и, при необходимости, вмешиваться в него путем подачи соответствующих команд. Предусмотрена связь с удаленными постами управления. Обобщенная аварийная сигнализация (световая и звуковая) через систему централизованного контроля выводится в ЦПУ рисунок 6.1.

Кроме того вибрационные отклонения можно зафиксировать при помощи портативных виброизмерительных приборов (рисунок 6.2).



Рисунок 6.2 – Портативные виброизмерительные приборы (SVAN912A, Спектр-07, KONEUSE795)

Вибродиагностический метод вносит значительный вклад в повышение контролепригодности энергомеханического оборудования на механическом уровне диагностирования [8].

6.2.2 Визуальный осмотр внутренних полостей оборудования

Внешние осмотры выполняются или невооружённым глазом, или с применением увеличительных стёкол: простых и биноклярных луп, луп со штативами и встроенной светодиодной подсветкой.

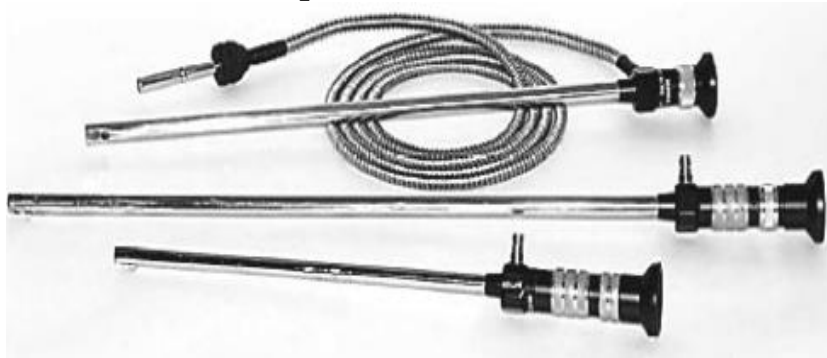


Рисунок 6.3 – Жесткий эндоскоп с окулярами

Для осмотра внутренних полостей оборудования без его разборки используют специальные оптические приборы – эндоскопы. Эти приборы по своим конструктивным особенностям делятся на три группы: жёсткие эндоскопы (бороскопы) (рисунок 6.3), гибкие эндоскопы (фиброскопы), эндоскопы с миниатюрной телекамерой (видеоскопы).

Как правило, введение прибора внутрь оборудования осуществляется через специальные смотровые лючки (если они имеются) либо через отверстия в корпусе, отчего он и называется бороскопом. Например, для осмотра лопаток осевого компрессора газотурбинного двигателя в корабельных условиях можно вывернуть болт крепления направляющих лопаток, и в образовавшееся отверстие ввести бороскоп (рисунок 6.4).

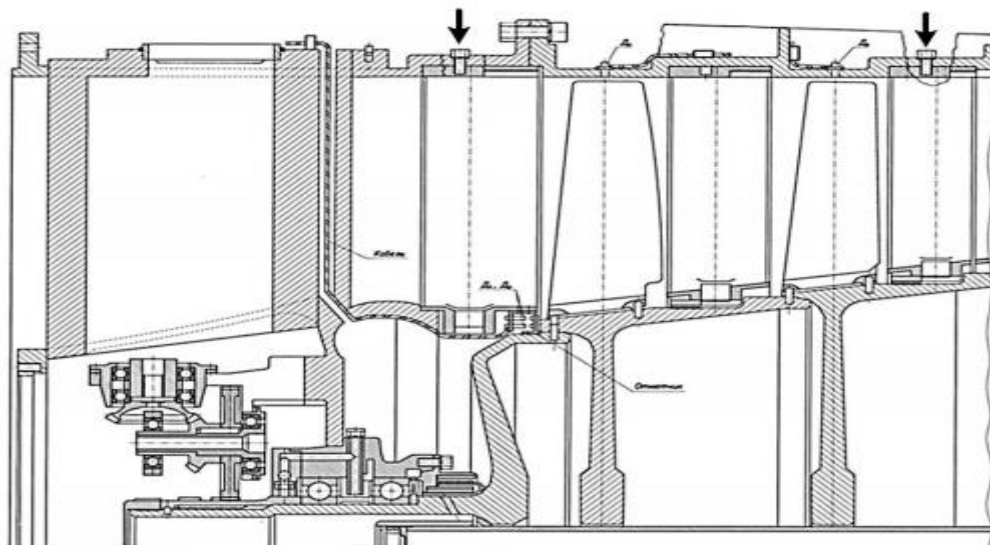


Рисунок 6.4 – Места введения бороскопа при осмотре лопаток компрессора ГТУ

Гибкие эндоскопы (рисунок 6.5) имеют бóльшие функциональные возможности, чем жёсткие, поскольку их рабочую часть можно завести в такие полости оборудования и трубопроводов, которые недоступны для жёсткого эндоскопа. Расстояние от места ввода эндоскопа до места осмотра – до 4 м.

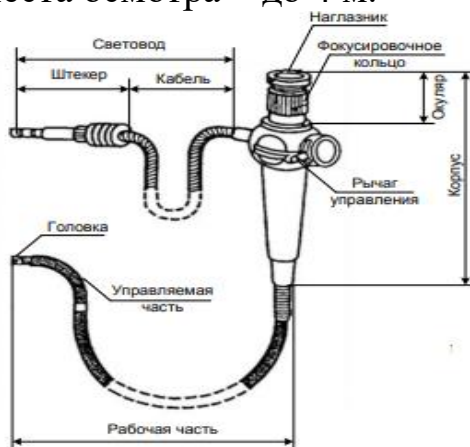


Рисунок 6.5 – Гибкий эндоскоп с окуляром

Эндоскопы (рисунок 6.6), такие приборы могут использоваться для исследования удалённых до 10 м зон и позволяют при подключении к компьютеру через порт USB получить высококачественное цветное телевизионное изображение в широком диапазоне освещённостей с возможностью хранения в памяти компьютера результатов осмотра [8].



Рисунок 6.6 – Видеоэндоскоп

6.2.3 Мониторинг остаточной толщины стенок сосудов и трубопроводов

Наиболее эффективными инструментами для выполнения диагностической толщинометрии оборудования в судовых условиях следует признать ультразвуковые толщинометры (рисунок 6.7).



Рисунок 6.7 – Ультразвуковые толщинометры (38DL PLUS, ТУ-1)

Эти приборы компактны, удобны в использовании, позволяют комплексный контроль элементов СТС, в том числе системы наддува ДВС газопроводы, воздухопроводы, водопроводы, рабочего колеса компрессора, лопаток турбин и другое, т.е. элементов судового оборудования различной конфигурации [8].

6.2.4 Бесконтактное измерение зазоров в опорных узлах механизмах

Одним из методов косвенной оценки зазора является оценка относительного пространственного перемещения деталей с помощью встроенных в механизм бесконтактных датчиков положения: индуктивных, вихретоковых, индукционных, ёмкостных, магнитных, оптических, ультразвуковых и т.д.

Выполненный анализ показал, что применение электромагнитных датчиков положения позволяет, в принципе, оценить степень износа опорных узлов роторных механизмов, правда на определённых режимах. Кроме того, организация таких измерений требует соответствующего препарирования диагностируемой машины

(сверления отверстий в корпусе для установки датчиков), что не всегда осуществимо из-за особенностей конструкции опорных узлов и возможных возражений со стороны поставщика оборудования [8].

6.2.5 Оценка износов уплотнений путем контроля утечек рабочих сред

Данный метод, может быть, применим для водяных насосов (к примеру, насосы в охладителе наддувочного воздуха), теплых ящиков, расширительных бачков, пневмоцистерн и другого судового оборудования с жидкой рабочей средой.

Принимая во внимание специфику судовых условий, а также то, что уплотнения не являются особо сложным и дорогостоящим объектом, предлагаемое техническое решение должно быть дешёвым, надёжным и практичным. Этим требованиям вполне соответствует известный способ измерения утечек с помощью мерной ёмкости.

Контроль нужного диапазона утечек нетрудно обеспечить за счёт подбора соответствующего размера накопительного сосуда. Если контрольные замеры производить периодически (например, раз в месяц), можно накопить ряд наблюдений, который можно аппроксимировать и использовать как для оценки степени износа уплотнений, так и для прогнозирования их остаточного ресурса.

7.2.6 Анализ продуктов износа в смазочном масле

Контроль качества масла в отношении наличия продуктов износа может быть осуществлен лабораторными и техническими способами.

Лабораторный способ это периодическое проведение анализа проб масла химическими препаратами. Технический способ с применением датчиков, встроенных в масляный трубопровод (магнитные пробки, сигнализаторы стружки, индуктивные датчики).

Магнитная пробка, установленная на масляном трубопроводе, улавливающая частицы железа (рисунок 6.8), самый простой способ контроля износа металлических деталей.



Рисунок 6.8 – Магнитная пробка

Пробку можно периодически вывинчивать, осматривать, взвешивать, и по приращению массы за период между взвешиваниями судить об интенсивности попадания железных продуктов износа в масло.

Сигнализаторы стружки могут быть снабжены двумя типами устройств для улавливания стружки: щелевыми секциями и мелкоячеистой сеткой. Устройство имеет систему самоочистки (электрическим импульсом происходит выжигание застрявшей стружки).

Индуктивные датчики также являются бесконтактной системой индикации посторонних включений в масле. Чувствительным элементом такой системы является индуктивный датчик, внутри которого размещены индуктивные катушки, создающие электромагнитное поле, и контрольная катушка, реагирующая на изменение этого поля при прохождении через датчик масла, содержащего металлические частицы [8].

Заключение

Каждый судовой инженер – механик с целью успешной эксплуатации судовых технических средств обязан знать теорию и конструкцию ДВС, средства и методы оценки надежности и технического состояния турбонаддувочных агрегатов, устройство турбокомпрессоров, способы диагностики и причины износа и загрязнения системы наддува ДВС.

Надеюсь, настоящее учебное пособие поможет изучить устройство турбокомпрессоров, иметь представление об

эксплуатации и периодической очистки элементов системы наддува, а совместно с практической работой на судах во время морской практики выполнить предъявленные требования международных конвенций СОЛАС-74, ПДНВ-78 (с поправками), а также национальных руководящих документов.

Список использованных источников

1. Батурин О.В., Батурин Н.В., Матвеев В.Н. История изобретения и развития агрегатов наддува ДВС. Сборник статей Самарского ГАУ, С.369 – 375с.
2. Шароглазов Б. А., Фарафонов М. Ф., Клементьев В. В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания». – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005. – 403 с.
3. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. - М.: МОРКНИГА, 2008. - 283 с.
4. Вахитов Ю.Р. Агрегаты наддува двигателей; Учебное пособие. – Уфа: УГАТУ, 2012. – 158 с.
5. Солнцев Д.М., Шестаков Д.С. С51 Турбокомпрессоры для наддува двигателей внутреннего сгорания: Атлас конструкций / Д.М.Солнцев, Д.С. Шестаков Екатеринбург: УГТУ – УПИ, 2007. 308 с.
6. Эско Лаустела Турбокомпрессоры компании АВВ повышают мощность и КПД двигателей Журнал АВВ Ревю № 3/2005, С 58-62 <https://library.e.abb.com/public>.
7. Возницкий И.В. MAN B&W двигатели модельного ряда МС 50-98. Конструкция, эксплуатация и техническое обслуживание. - М.: МОРКНИГА, 2008. - 283 с.
8. Равин А.А. Диагностическое обеспечение судового энергетического оборудования: проблемы и решения: Диссертация доктора технических наук./А.А. Равин – Санкт-Петербург, 2015 – 436 с.
9. Международная конвенция о подготовке и дипломировании моряков и несение вахты 1978 года (ПДНВ-78) с поправками: - СПб.: ЗАО «ЦНИИМФ», 2010. – 806 с.

