

Лекция 2

ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

Терминология турбомашин. Классификация



Курс

ОСНОВЫ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН



САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
SAMARA UNIVERSITY

2.1 ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕОРИИ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

2.1.1 ЛОПАТКА И ЕЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Энергообмен между турбомашинной и потоком рабочего тела осуществляется с помощью элементов конструкции специальной формы, которые называются *лопатками* (рисунок 2.1). Это главные элементы лопаточной машины. В общем случае лопатка состоит из трех основных частей (рисунок 2.2): пера, замка, бандажной полки.



Рисунок 2.1 - Лопатки различных турбомашин [8]

Перо лопатки - специально спрофилированная аэродинамическая поверхность, с помощью которой лопаточная машина осуществляет энергообмен с потоком рабочего тела. Оно является обязательным элементом лопатки турбомшины. Другие элементы могут присутствовать или отсутствовать, в зависимости от типа, назначения или размерности лопаточной машины, однако перо будет всегда.

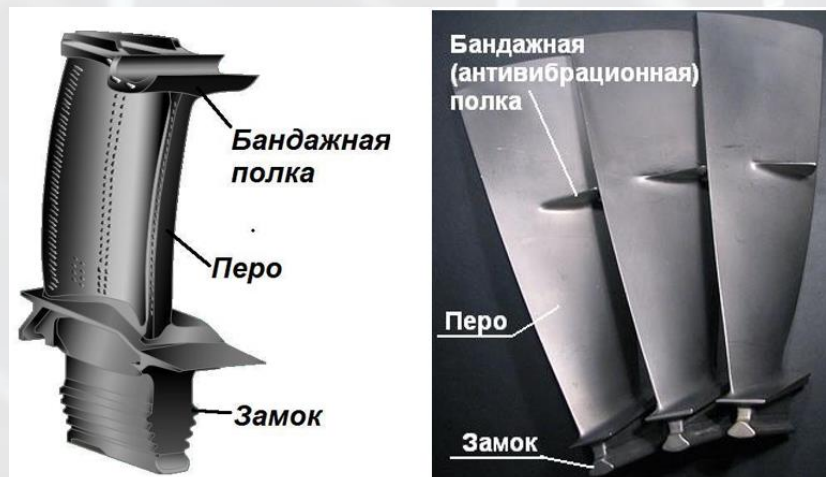


Рисунок 2.2 - Типовой вид рабочих лопаток осевых турбины (а) и компрессора (б) [7, 8]

Перо лопатки имеет две боковых стороны. Выпуклая сторона называется *спинкой*, а вогнутая *корытцем* (рисунок 2.3). В ряде источников [14, 15, 16, 19, 34, 43] спинка и корытце называются *стороной разряжения* и *стороной давления* соответственно. Кромка лопатки, расположенная первой по потоку, называется *входной*, а кромка, расположенная последней по течению – *выходной* [1, 17, 7].

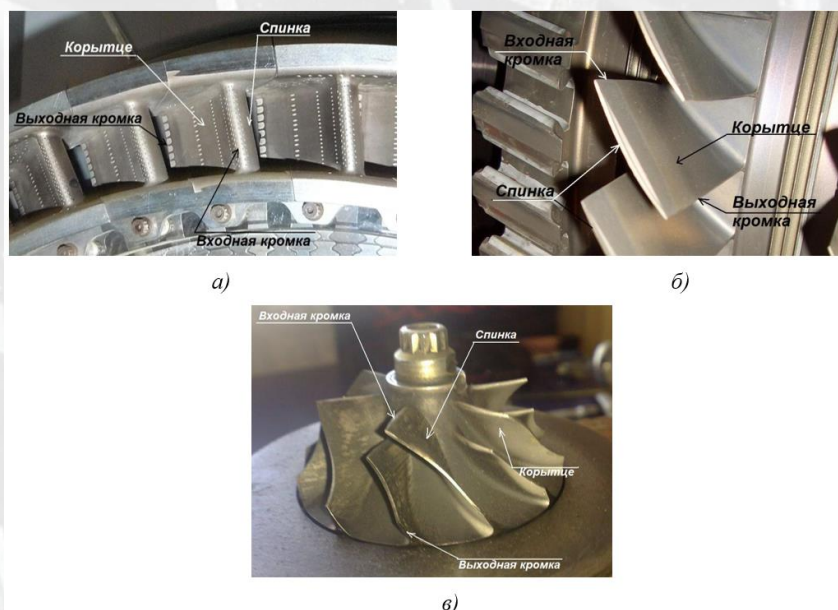


Рисунок 2.3 – Основные элементы пера лопатки на примере осевых турбины (а), осевого компрессора (б) и центробежного компрессора (в) [7]

2.1.2 КРЕПЛЕНИЕ ЛОПАТОК

Перо лопатки крепится к диску или корпусу. В случае, если лопатка является отдельной деталью, то ее крепление и фиксация осуществляется с помощью замка. В осевых компрессорах ГТД и ГТУ наибольшее распространение получили замки типа «ласточкин хвост» с продольным и поперечным расположением пазов. В первом случае паз, в который вставляется лопатка, направлен вдоль оси вращения ротора под небольшим углом (рисунок 2.4 а). Во втором случае паз нарезан по окружности диска (рисунок 2.4 б). Иногда на первых ступенях компрессора или на вентиляторных ступенях ГТД прочности замка «ласточкин хвост» недостаточна для удержания лопаток. В этом случае применяется замок «елочного» типа (рисунок 2.5). Число ярусов «елочки» обычно составляет 2...3. Аналогичные замки применяются в осевых турбинах авиационного или энергетического назначения. Число пар зубьев «елки» может достигать 5 [7, 19, 20].

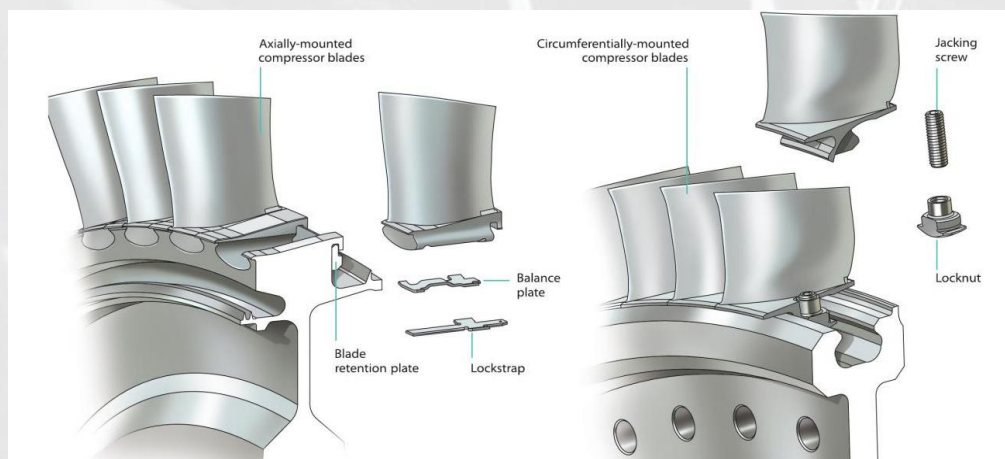
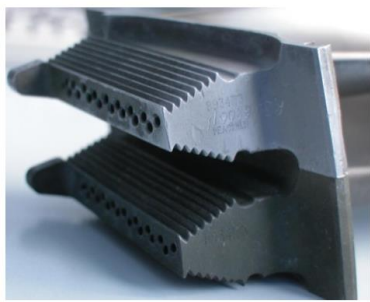
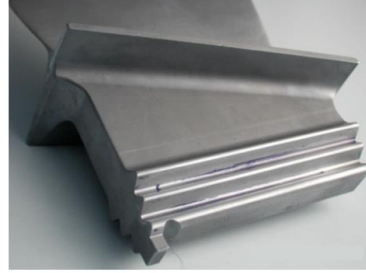


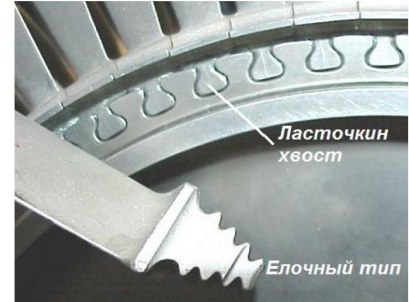
Рисунок 2.4 – Замок типа «ласточкин хвост» с продольными (а) и поперечными (б) пазами [19]



Замки лопаток осевой турбины



Замок лопатки вентилятора ТРДД



Сравнение замка "ласточкин хвост" и елочного типа

Рисунок 2.5 - Замок елочного типа [7, 8]

Для снижения вибрационных нагрузок в ступенях осевого компрессора могут применяться замки шарнирного типа (рисунок 2.6).

В случае, если диск или корпус имеют сложную форму (рис. 2.7), либо для сокращения массы ротора, лопатки выполняются как единое целое с другими элементами конструкции (рисунок 2.8). Рабочие лопатки, изготовленные как единое целое с диском, называются лопатками, выпаленными по технологии «*BLISK*» (сокращенно от *bladed disk*). Такие рабочие колеса могут быть изготовлены методами порошковой металлургии, литьем по выплавляемым моделям, сваркой трением или выточены из единой заготовки. В осевых турбомашинах отказ от замкового соединения позволяет сократить массу рабочих колес более чем на 30% и повысить критическую частоту вращения [20, 23].

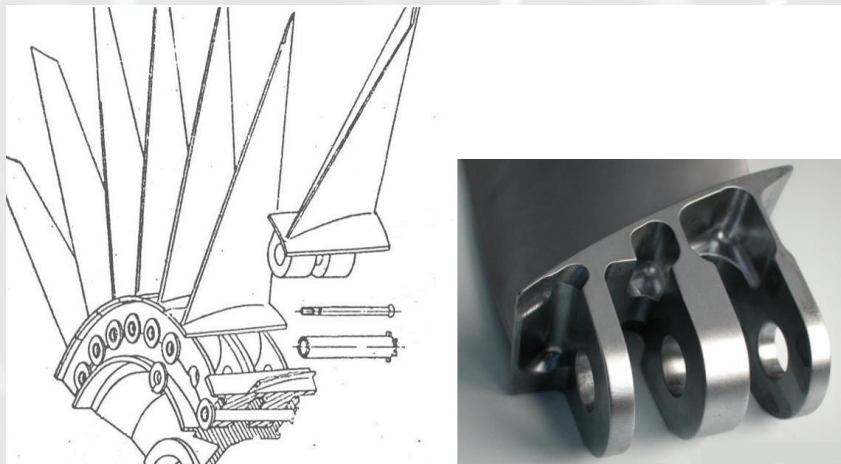


Рисунок 2.6 – Замок шарнирного типа [8, 20]



Центробежный компрессор Центростремительная турбина

Рисунок 2.7 - Рабочие колеса, лопатки которых выполнены как целое с
ДИСКОМ



Рисунок 2.8 – Рабочие колеса осевого компрессора, изготовленные по
технологии «BLISK»

Дальнейшим развитием технологии "*BLISK*" являются колеса, изготовленные по технологии "*BLING*". Они представляют собой рабочее колесо с лопатками, выполненными вместе с диском. По внутренней поверхности диск армирован металокомпозитной матрицей, которая повышает его несущую способность. Армирование проводится методом диффузионной сварки. Такая конструкция позволяет сократить массу рабочего колеса до 70% (относительно диска с отдельными лопатками) и вновь вернуться к роторам барабанного типа (рисунок 2.9), применение которых ограничено их прочностными характеристиками [8, 20, 23].



Рисунок 2.9 - Сравнение разных типов рабочих колес [8, 20, 19]

2.1.3 БАНДАЖ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Бандаж не является обязательным элементом лопатки. Существует два подхода к выполнению бандажа.

1. В первом случае бандаж располагается в проточной части турбомашин, обычно в верхней части длинных лопаток (рисунок 2.10). Такие лопатки склонны к сильным колебаниям при взаимодействии с потоком газа, что может привести к их разрушению. Бандажная полка при соприкосновении с полками соседних лопаток образует сплошное кольцо, которое существенно повышает

жесткость колеса. При этом энергия колебаний расходуется на трение бандажных полок друг о друга, из-за чего амплитуды колебаний существенно уменьшаются. Такой бандаж выполняет только антивибрационную функцию [7, 20]. Поскольку бандаж такого типа находится в проточной части турбомашины, то его обтекание вызывает потери КПД примерно на 1...2% [1, 7].

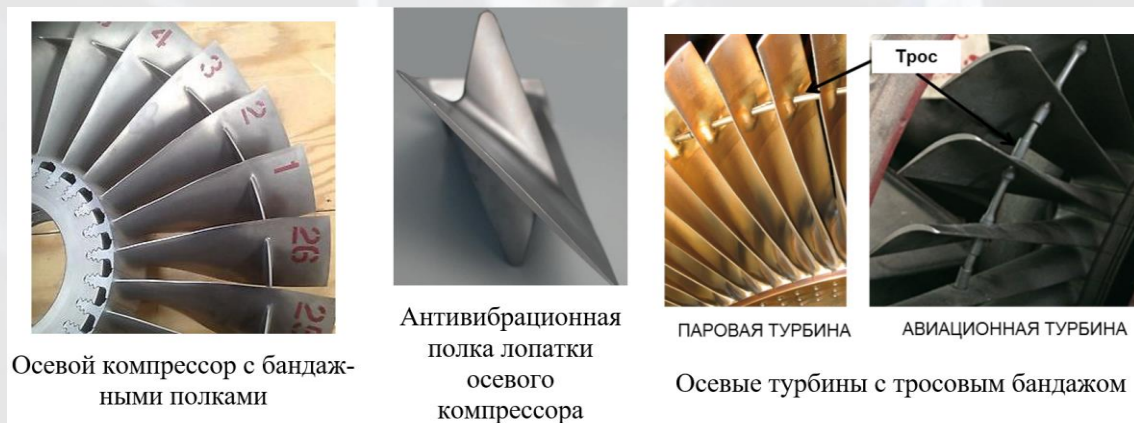


Рисунок 2.10 - Варианты антивибрационного бандажа [8]

Подобный бандаж обычно применяется в осевых компрессорах ГТД и паровых турбинах. Известны конструкции турбин паротурбинных установок, промышленных ГТУ и авиационных ГТД, в которых в качестве бандажа может применяться стальной трос, пропущенный через лопатки колеса (рисунок 2.10).

2. Во втором случае бандаж располагается на периферийной поверхности лопаток. Он также выполняет антивибрационную функцию. Однако, его установка существенным образом изменяет структуру утечек в радиальном зазоре (см. раздел 3.7), что позволяет увеличить КПД турбины на 1...2% [1, 17, 7]. Такой бандаж широко применяется в осевых турбинах. Он является практически обязательным элементом лопаток осевых турбин современных

ГТД, за исключением первых высоконагруженных ступеней (рисунк 2.11 и 2.12), где их применение ограничено по критериям прочности. Иногда рабочие колеса с бандажом применяются и в радиальных турбомашинах (т.н. закрытые колеса), но их использование ограничено из-за сложности изготовления и трудностей с обеспечением достаточных запасов прочности (рисунок 2.13) [7].



Рисунок 2.11 - Рабочие лопатки осевой турбины с бандажной полкой и без нее [8]



Рисунок 2.12 – Сравнение лопаток осевых турбин [8]

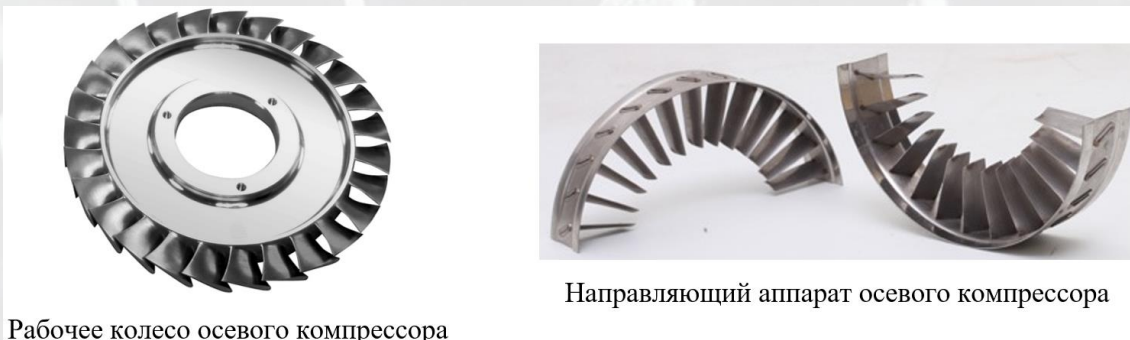


Рисунок 2.13 - Закрытые рабочие колеса центробежных насосов [7, 8]

2.1.4 ПОНЯТИЕ О ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦАХ

Совокупность лопаток, установленных на ободе диска или в кольцевом корпусе называется **лопаточным венцом** (ЛВ) (рисунок 2.14). Венцы могут быть подвижными и неподвижными.

Лопатки, установленные в диске, который связан с приводным валом, образуют подвижный лопаточный венец и называются **рабочим колесом** (РК). Данный термин является общим для всех лопаточных машин.



Рабочее колесо осевого компрессора

Направляющий аппарат осевого компрессора

Рисунок 2.14 – Примеры венцов турбомашин

Неподвижные лопатки, установленные в корпусе, образуют в компрессоре **направляющий аппарат** (НА), а в турбине **сопловой аппарат** (СА). Подвижные и неподвижные венцы в турбомашине обычно чередуются (рисунок 2.15).

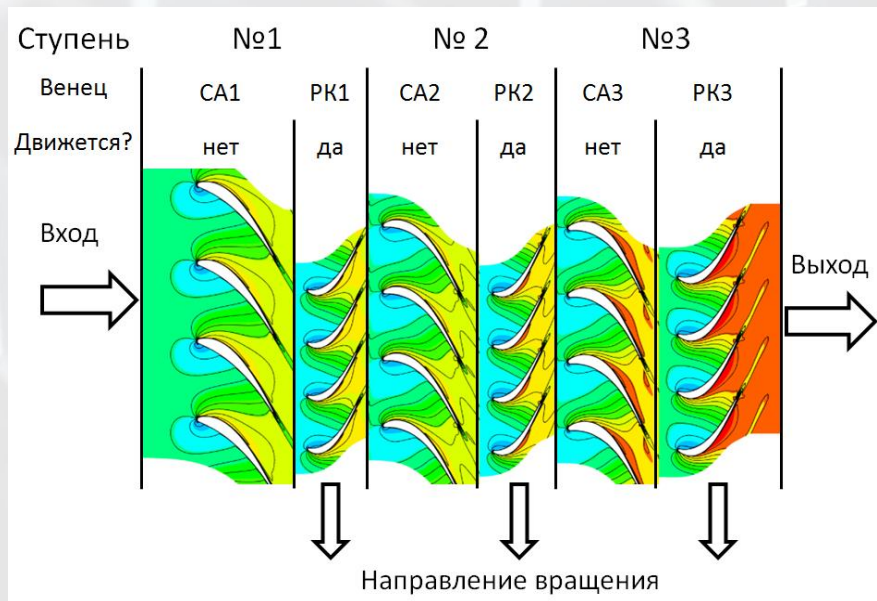


Рисунок 2.15 - Чередование подвижных и неподвижных венцов в турбомашине (на примере среднего сечения трехступенчатой осевой турбины)

Ротор – вращающийся вал турбомашины, с закрепленными на нем деталями (лопатками, дисками, втулками, проставками и т.д.) (рисунок 2.16) [1, 6, 18].

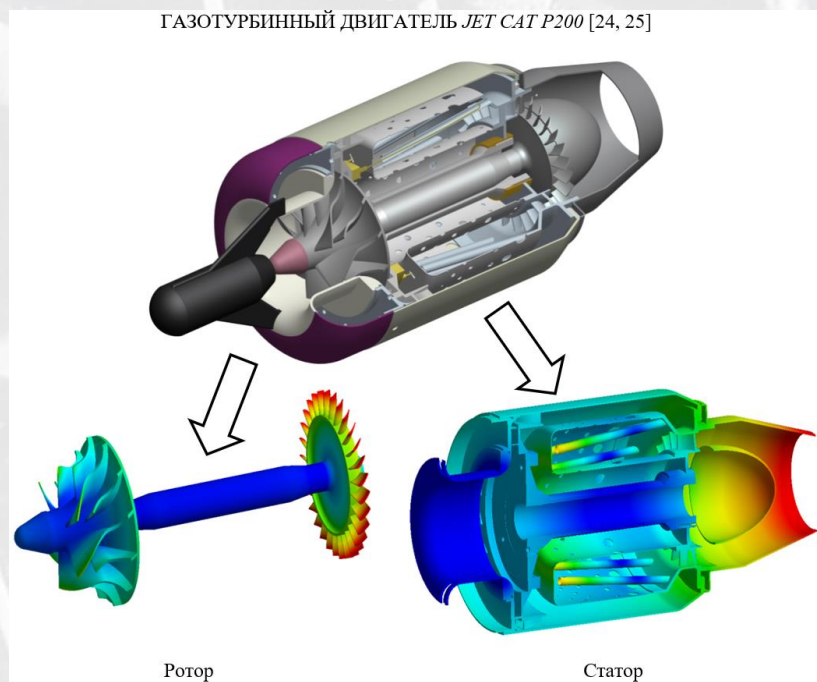


Рисунок 2.16 - Ротор и статор [24]

Статор – корпус турбомашины, с закрепленными на нем неподвижными элементами (рисунок 2.16) [1, 6, 18].

Пространство, заключенное между внутренней поверхностью корпуса турбомашины и привтулочной поверхностью, вместе со всеми находящимися в нем лопатками называется **проточной частью** [71].

2.1.5 СТУПЕНЬ ТУРБОМАШИНЫ

Совокупность одного рабочего колеса и неподвижных элементов проточной части, обеспечивающих подвод и/или отвод рабочего тела называются **ступенью турбомашин** [3, 6].

СТУПЕНЬ КОМПРЕССОРА

Ступень осевого компрессора состоит из подвижного РК и неподвижного НА (рисунок 2.17) [1, 6, 18, 17]. Следует обратить внимание на то, что в компрессоре РК устанавливается перед НА. Однако из этого правила есть исключение. Перед РК первой (или единственной) ступени компрессора может быть установлен неподвижный венец - входной направляющий аппарат (ВНА). Он служит для создания предварительной закрутки потока с целью увеличения эффективности или удельной работы компрессора (см. раздел 4.3). В таком случае ступень компрессора состоит из трех венцов ВНА+РК+НА (рисунок 2.18) [7]. В ряде источников ВНА не относится ни к одной ступеней, а считается частью входного устройства [29].



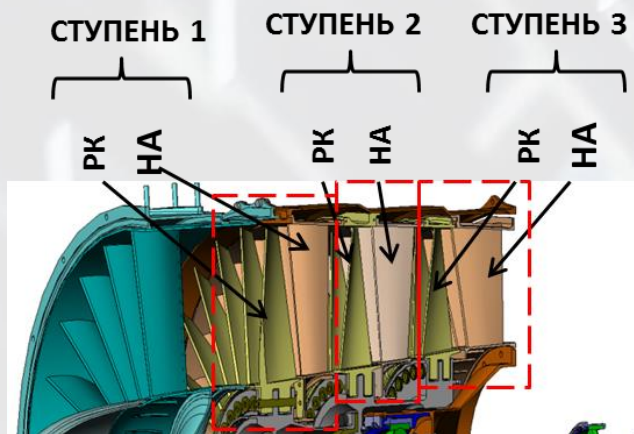


Рисунок 2.17 - Ступени осевого компрессора [26]

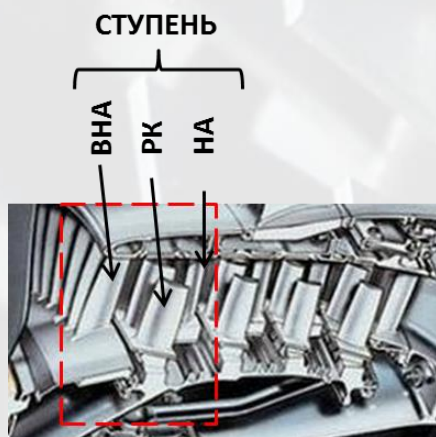


Рисунок 2.18 - Ступень осевого компрессора с входным направляющим аппаратом [8]

Для радиальных центробежных компрессоров функции НА выполняет ряд устройств, образующих выходную систему. Ступень центробежного компрессора представляет собой самый общий случай ступени компрессора и ее возможный полный состав приведен на рисунке 2.19 [7].

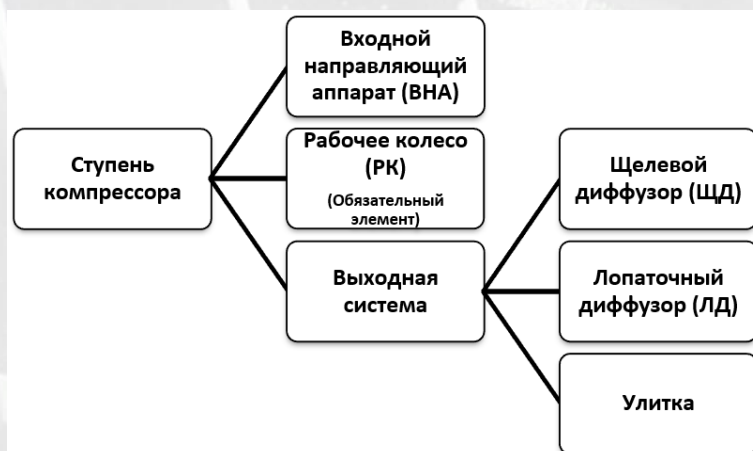


Рисунок 2.19 –
Обобщенный
состав ступени
компрессора [7]

В состав выходной системы могут входить *щелевой и лопаточный диффузор, а также улитка (спиральный сборник)* (рисунок 2.20). Щелевой диффузор (ЩД) применяется только в радиальных компрессорах. Он предназначен для торможения потока и увеличения его статического давления. ЩД представляет собой радиальную или наклонную щель, в которой поток движется от центра к периферии. Из-за возрастания радиуса увеличивается площадь проходного сечения потока и увеличивает его статическое давление. Главными достоинствами такого диффузора являются простота и возможность торможения сверхзвукового потока с небольшими потерями [7].

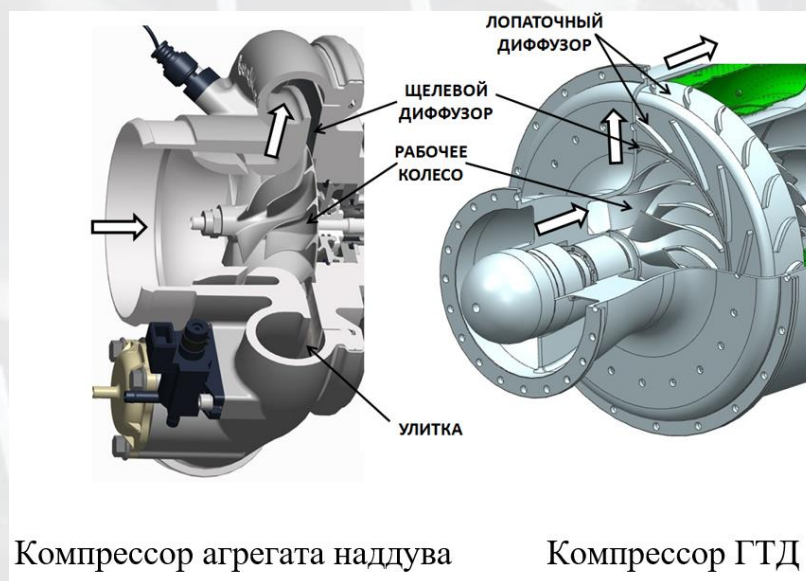


Рисунок 2.20 -
Основные
элементы
центробежного
компрессора [8]

Лопаточный диффузор (ЛД) (рисунок 2.20 и 2.21) представляет собой неподвижный лопаточный венец и выполняет ту же функцию, что и ЩД. НА является частным случаем лопаточного диффузора. По сравнению со щелевым диффузором, лопаточный диффузор имеет меньшую радиальную протяженность (при одинаковой степени повышения давления), и меньшие потери энергии при дозвуковом обтекании лопаток. В случае, если на входе в



лопаточный диффузор попадает сверхзвуковой поток, перед лопатками образуется головной скачек уплотнения, что приводит к повышенным потерям. Поэтому в центробежных компрессорах лопаточные диффузоры не применяются обособлено. Им всегда предшествуют щелевые диффузоры, в которых скорость потока тормозится до дозвуковых скоростей.



Рисунок 2.21 -
Лопаточные
диффузоры ЦБК
[7, 8]

Улитка или спиральный сборник (рисунок 2.22) представляет собой специально профилированный канал, в котором происходит торможение потока и его сбор для подачи в единый коллектор (трубопровод). Последний направляет поток дальше, например, в цилиндры ДВС. Улитка может иметь как один, так и более выходов.



Рисунок 2.22 - Выходная улитка
центробежного компрессора

СТУПЕНЬ ТУРБИНЫ

Ступень осевой турбины состоит из неподвижного СА и подвижного РК. Для турбины неподвижный венец всегда предшествует подвижному (рисунок 2.23).



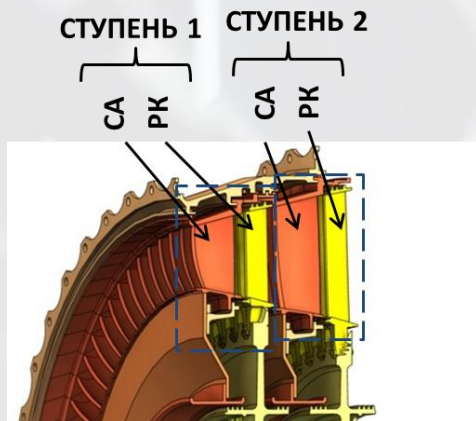


Рисунок 2.23 - Ступени осевой турбины [26]

Для центробежных турбин функции СА может выполнять входная система, включающая в себя **улитку** (в случае, если рабочее тело к турбине подводится по трубопроводу), **щелевой канал** и **сопловой аппарат** (рисунки 2.24, 2.26).



Рисунок 2.24 – Сопловой аппарат центробежной турбины



Рисунок 2.25 – Обобщенный состав ступени турбины (перечислено в порядке следования рабочего тела)

Улитка радиальной турбины (рисунок 2.27) предназначена для равномерного подвода рабочего тела к СА по окружности от подводящего коллектора. Кроме того, течение в улитке турбины сопровождается ускорением потока и расширением газа [7].



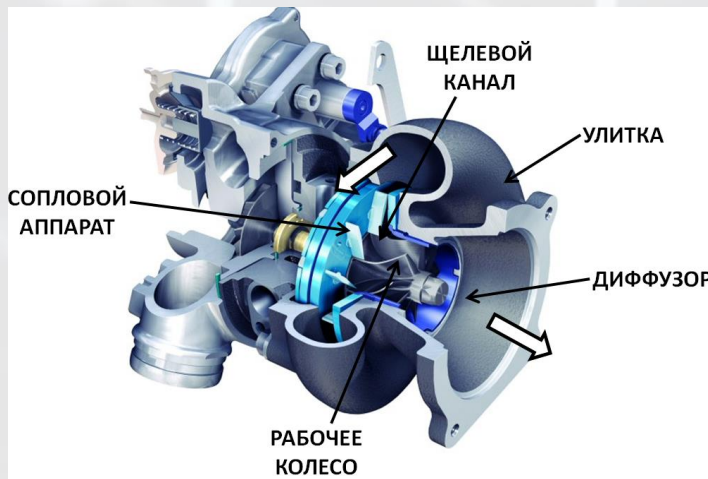


Рисунок 2.26 –
Основные элементы
ступени
центростремительно
й турбины [8]



Рисунок 2.27 - Входная
улитка радиальной турбины
[7, 8]

СА и щелевой канал предназначены для ускорения потока. Они представляют собой блок неподвижных лопаток с конфузным каналом между ними смонтированных на корпусе (рисунок 1.2.24). Обычно сопловые лопатки располагаются по всей окружности турбомашин. Однако иногда, когда расход рабочего тела недостаточно велик, сопловая решётка может быть изготовлена только на части окружности (рисунок 1.2.24), остальная часть окружности непроницаема для потока. Турбины, оснащённые таким СА, называются *парциальными*. **Щелевой канал** представляет собой радиальную или наклонную щель, в которой газ течёт от периферии к центру турбомашин. Из-за уменьшения радиуса площадь проходного сечения потока уменьшается, что приводит к ускорению и расширению потока. СА выполняет те же функции, но в нём расширение происходит в неподвижном ЛВ с каналами сужающейся

формы. Применение лопаточного СА позволяет сократить диаметральный размеры турбины, кроме того, он часто устанавливается после сборной улитки для выравнивания потока на входе в РК [7].

Входная система не обязательно должна иметь все указанные элементы. Часто в агрегатах наддува для упрощения конструкции СА не устанавливается. В радиальных турбинных агрегатах наддува это позволяет снизить их стоимость на 15...20% [18].

Выходной диффузор представляет собой расширяющийся канал и предназначен для снижения статического давления на выходе из РК турбины. Это увеличивает перепад давления $\pi_T = p_g^*/p_T$ на ней, что в свою очередь повышает удельную работу турбины:

$$L_T = c_p T_g^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (2.1)$$

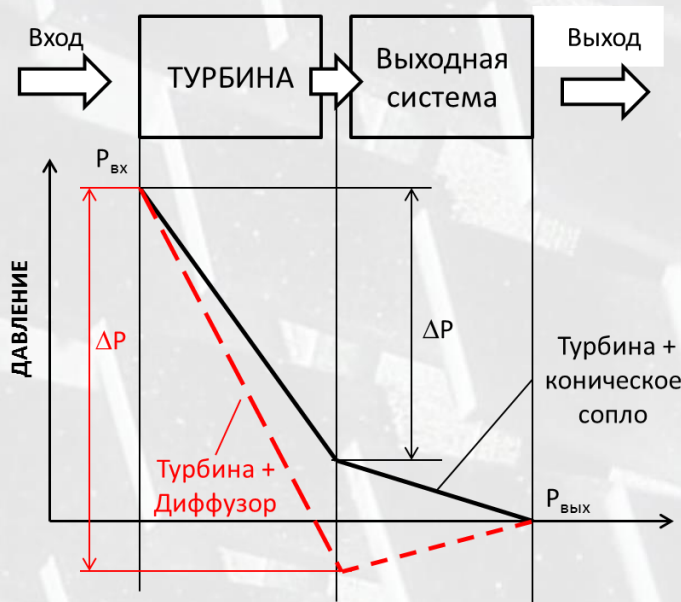


Рисунок 2.28 -
Влияние
выходного
диффузора на
перепад давления
на турбине

2.1.6 НУМЕРАЦИЯ КОНТРОЛЬНЫХ СЕЧЕНИЙ

Параметры потока в лопаточных машинах, при анализе рабочего процесса в них, обычно анализируют в контрольных сечениях, находящихся обычно на входе и выходе из лопаточных венцов или элементов их заменяющих. Обозначения этих сечений стандартизованы, и являются общими для всех типов лопаточных машин [1, 3, 4, 6, 7, 18]:

- 0 – вход в неподвижный лопаточный венец, находящийся перед РК (СА турбины или ВНА компрессора);
- 1 – вход в рабочий (подвижный) венец;
- 2 – выход из рабочего венца, вход в следующий неподвижный венец;
- 3 – выход из НА.

Данные номера используются в качестве индексов при записи параметра и указывают на принадлежность параметра конкретному сечению. Например, p_1 – означает давление в сечении 1, т.е. на входе в РК. Запись c_0 – означает абсолютная скорость на входе в сопловую решетку.

Схемы ступеней компрессоров и турбин некоторых типов с обозначенными характерными сечениями представлены на рисунке 2.29.

2.1.7 СИСТЕМА КООРДИНАТ ТУРБОМАШИН

В теории турбомашин течение газа обычно рассматривается в системе координат, включающих три основных оси (рисунок 2.30) [1, 3, 7, 18, 15]:



- ось a (осевое направление) - совпадает осью вращения ЛМ;
- ось r (радиальное направление) - направлена вдоль радиуса;
- ось u (окружное (тангенциальное) направление) - перпендикулярна первым двум осям.

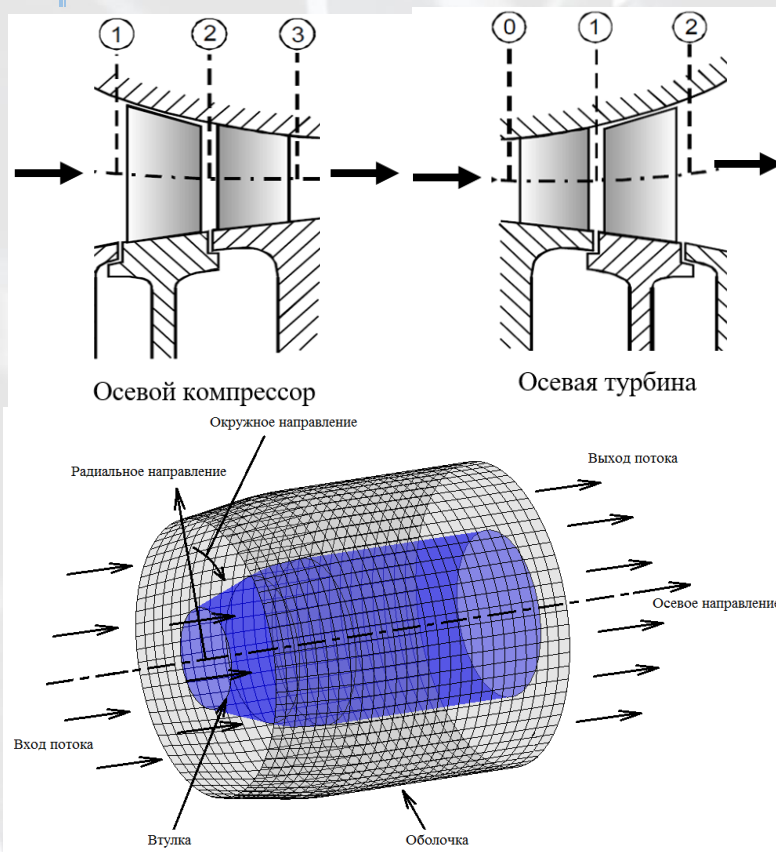


Рисунок 2.29 –
Нумерация
сечений
ступени
турбомашины
[4]

Рисунок 2.30 -
Схематическое
изображение
системы
координат,
принятой в
турбомашинах

В принятой системе координат любой вектор может быть разложен на проекции (рисунок 2.31). Для них приняты следующие названия [1, 7, 18]:

- c_a – осевая проекция;
- c_r – радиальная проекция;
- c_u – окружная проекция (эта проекция также может называться закруткой потока);
- c_m – меридианальная проекция.

Нетрудно видеть, что:

$$c_m = \sqrt{c_a^2 + c_r^2} \quad (2.2)$$

$$c = \sqrt{c_u^2 + c_m^2} = \sqrt{c_r^2 + c_a^2 + c_r^2} \quad (2.3)$$

Для анализа рабочего процесс используется несколько сечений турбомашин.

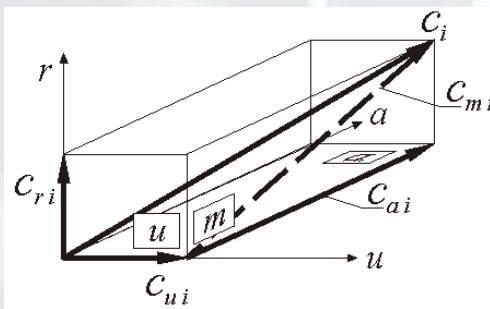


Рисунок 2.31 - Проекция вектора на координатные оси [1, 7, 18]

1. Меридиональное сечение - сечение плоскостью, проходящей через ось вращения. Оно дает наилучшее представление о геометрии и конструкции турбомшины (рисунок 2.31). Однако оно не дает исчерпывающих сведений о геометрии пера лопатки. Любой чертеж турбомшины фактически является его меридиональным сечением [1, 7, 17, 29].

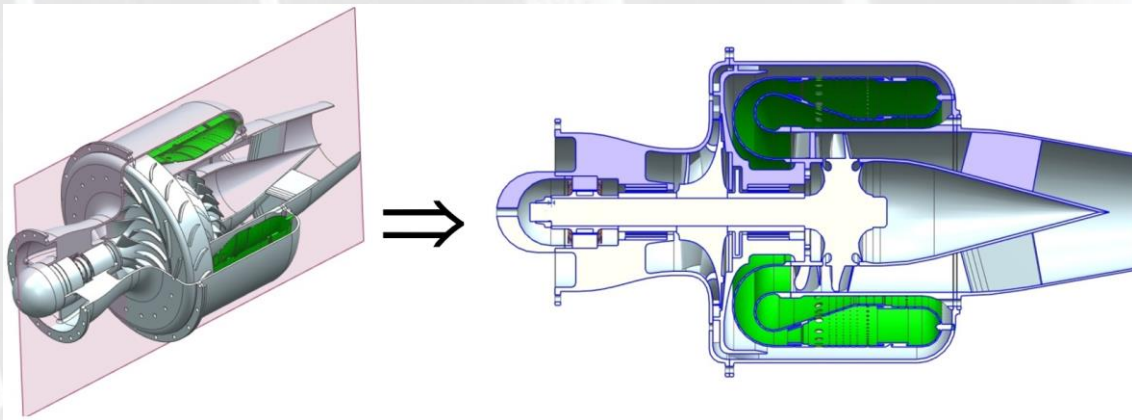


Рисунок 2.32 - Меридиональное сечение турбомшины [4]

2. Сечение плоскостью перпендикулярной оси вращения (рисунок 2.33).

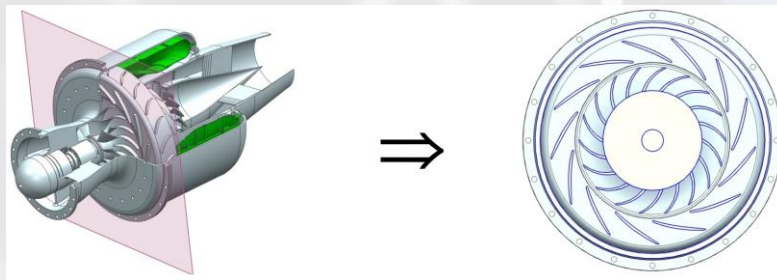


Рисунок 2.33 - Нормальное сечение турбомашин [4]

Цилиндрическое сечение – кольцевое (постоянного вдоль оси вращения радиуса) или коническое (переменного вдоль оси вращения радиуса) сечение, ось которого совпадает с осью турбомашин развернутое в плоскость (рисунок 2.34). Подобное сечение лопаточного венца представляет собой фактически венец бесконечно малой высоты и называется *решеткой профилей* или *элементарной лопаточной машиной*. Она дает наиболее полную информацию о форме профилей лопаток [1, 7, 18].

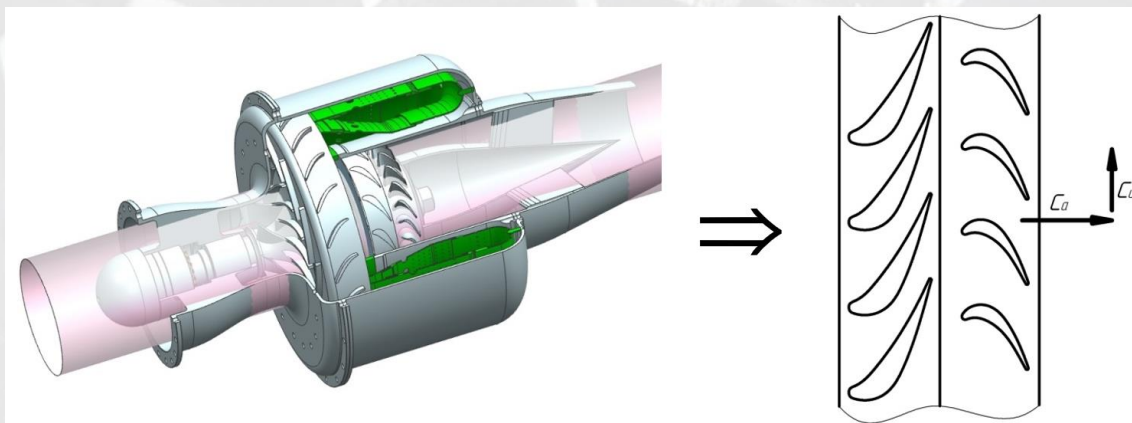


Рисунок 2.34 - Цилиндрическое сечение турбомашин [4]

2.1.8 ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ТУРБОМАШИНЫ И НЕКОТОРЫЕ СВЯЗАННЫЕ С НИМИ ВАЖНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА

Геометрические параметры турбомашин можно условно разделить на две группы. Первая описывает параметры проточной части в меридиональной плоскости (рисунок 2.35), вторая - непосредственно геометрию лопаточного венца (рисунок 2.36) [1, 7].

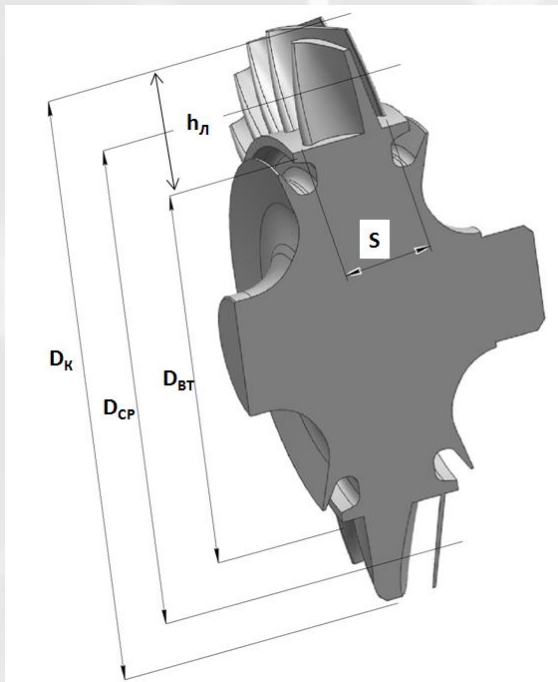


Рисунок 2.35 - Основные геометрические параметры меридионального сечения

К первой группе относится ряд размерных параметров:

- периферийный диаметр проточной части d_k ;
- втулочный диаметр проточной части $d_{вт}$;
- средний диаметр проточной части:

$$d_{ср} = \frac{d_k + d_{вт}}{2} \quad (2.4)$$

- высота лопатки:

$$h_l = \frac{d_k - d_{вт}}{2} \quad (2.5)$$

- ширина венца (осевая хорда) S .

Наравне с размерными параметрами часто используются и безразмерные геометрические параметры, описывающие меридиональное сечение [1, 3, 10, 11, 17, 29]:

- удлинение лопатки

$$\overline{h}_л = \frac{h_л}{S_{ср}} \quad (2.6)$$

- относительный диаметр втулки:

$$\bar{d} = \frac{d_{вт}}{d_к} \quad (2.7)$$

- при описании геометрии турбин часто используется близкий по физическому смыслу параметр $d_{ср}/h_л$. Эта величина связана с относительным диаметром втулки следующим соотношением:

$$\frac{d_{ср}}{h_л} = \frac{1 + \bar{d}}{1 - \bar{d}} \quad (2.8)$$

Широкое использование относительных диаметров $\bar{d}$ и $d_{ср}/h_л$ вызвано тем, что они связаны как с уровнем потерь в ЛВ, так и с уровнем напряжений в лопатках [1].

Основные геометрические параметры, описывающие решетку профилей, приведены на рисунке 2.36 [9].

Наиболее важными и часто используемыми из них являются следующие.



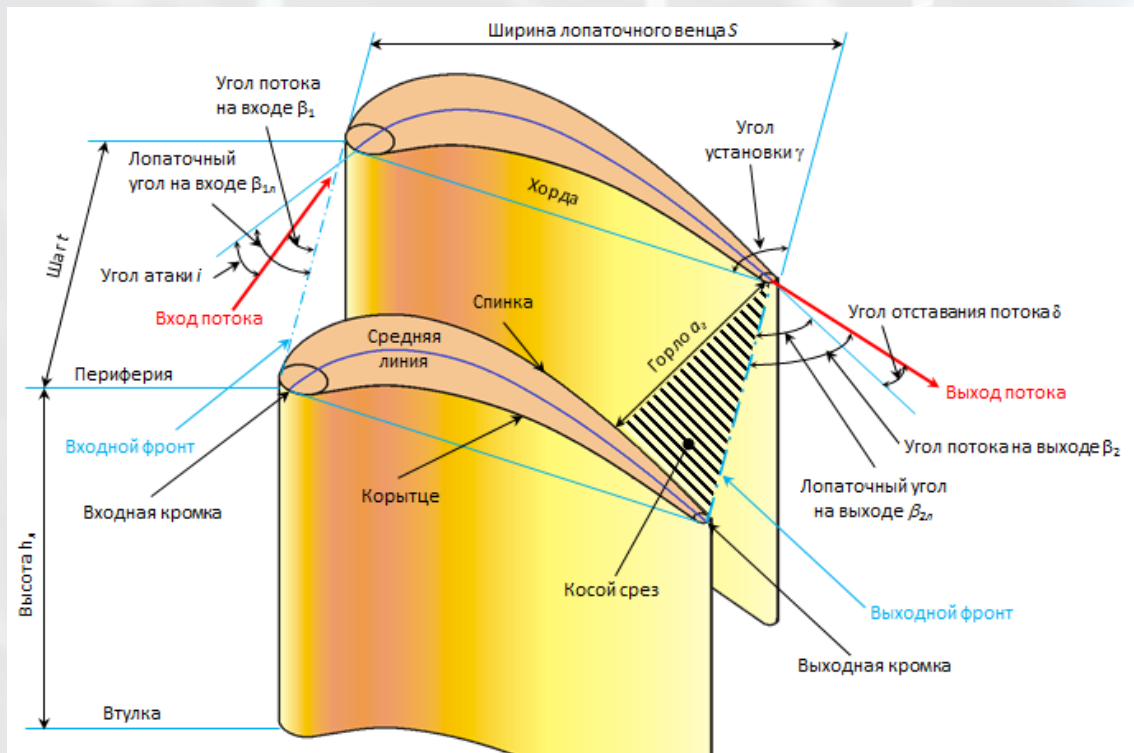


Рисунок 2.36 - Основные геометрические параметры профиля лопатки и решетки профилей

Средняя линия профиля – геометрическое место точек центров окружностей d_i , вписанных в профиль.

Фронт решётки - линия, соединяющая крайние точки профилей на входе в решётку или на выходе из нее.

Отрезок, соединяющий точки пересечения средней линии профиля с его контуром, называется **хордой профиля** и обозначается буквой b .

Угол установки профиля γ - угол между хордой профиля и фронтом решётки.

Лопаточные или конструктивные углы на входе и выходе $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ - углы между касательными к средней линии и фронтом в точках их пересечения у входной и выходной кромок соответственно.



Примечание. В данном курсе принято, что конструктивные углы и углы потока измеряются от фронта решетки (рисунок 2.36 и 2.37).

Угол изгиба профиля θ - угол между касательными к средней линии, проведенными в точках ее пересечения с контуром профиля (рисунок 2.37):

$$\theta = \beta_{2л} - \beta_{1л}, \text{ град} \quad (2.9)$$

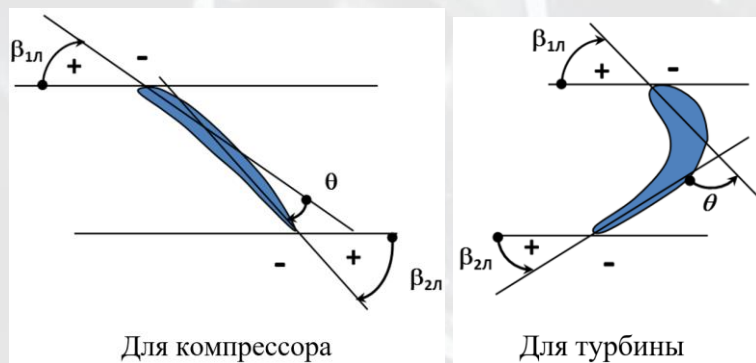


Рисунок 2.37 –
Принятое правило
измерения углов
потока Рисунок
1.2.37 – Принятое
правило измерения
углов потока

Стрела максимального прогиба средней линии профиля f - расстояние от хорды до максимально удаленной от неё точки средней линии.

Максимальная толщина профиля S_m - диаметр максимальной окружности, вписанной в профиль (рисунок 2.38).

Координата положения максимальной толщины X_c - расстояние вдоль хорды от входной кромки до точки положения центра максимальной толщины (рисунок 2.38).

Координата положения максимального прогиба средней линии профиля X_f - расстояние вдоль хорды от входной кромки до точки максимально удаленной от средней линии (рисунок 2.38).

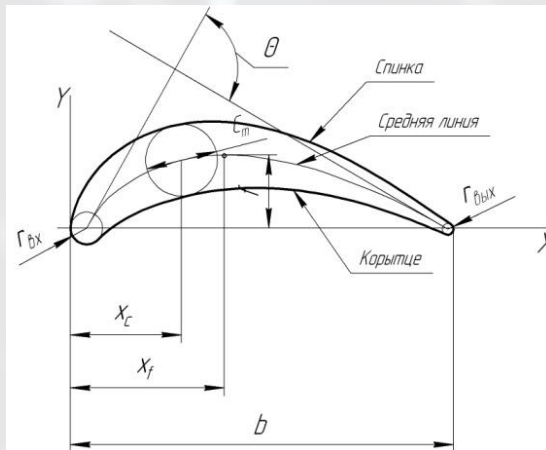


Рисунок 2.38 – Основные элементы и геометрические параметры профиля лопатки (на примере осевой турбины)

Шаг решётки (t) - расстояние между одноименными точками двух соседних профилей вдоль фронта решетки (рисунок 2.36).

Величина горло решётки a_r - минимальный диаметр окружности, вписанной в канал между соседними профилями (рисунок 2.36).

Угол атаки i - разность между конструктивным углом и углом потока на входной кромке (рисунок 2.36):

$$i = \beta_{1л} - \beta_1, \text{град} \quad (2.10)$$

Угол отставания потока δ - разность между конструктивным углом и углом выхода потока (рисунок 2.36):

$$\delta = \beta_{2л} - \beta_2, \text{град} \quad (2.11)$$

Кроме размерных параметров часто для описания геометрии турбомашин применяются следующие безразмерные параметры [1, 3, 7, 10, 11, 29]:

- густота решетки b/t ;
- относительный шаг t/b ;
- удлинение лопатки h/s ;

- относительная величина горла a_r/t ;
- относительная координата расположения максимальной толщины профиля:

$$\bar{X}_c = \frac{X_c}{b} \quad (2.12)$$

- относительная координата положения максимального прогиба средней линии профиля X_f :

$$\bar{X}_f = \frac{X_f}{b} \quad (2.13)$$

- относительная толщина профиля:

$$\bar{C}_m = \frac{C_m}{b} \quad (2.14)$$

2.1.9 ИНДЕКСАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ В ТУРБОМАШИНАХ

Каждый используемый в теории лопаточных машин параметр можно в общем виде представить в следующем виде: X_{234}^1 , где

- X – обозначение переменной согласно списку условных обозначений;
- 1 – индекс «*», указывающий на то, что рассматриваемая переменная является параметром заторможенного потока;
- 2 – индекс, указывающий на сечение по длине турбомашины, в котором рассматривается параметр (0, 1 или



- 2) или указывающие на то, что параметр является суммарным Σ или разницей Δ ;
- 3 – индекс, указывающий на сущность параметра;
 - 4 – индекс, указывающий на принадлежность к сечению по высоте лопатки (втулочное (вт), среднее (ср), периферийное (к) и т.п.) и/или на принадлежность к изоэнтропическому процессу (s).

Например, обозначение c_{2a} говорит о том, что это осевая проекция абсолютной скорости в сечении на выходе из РК, а L_{cms} – изоэнтропическая работа ступени.



2.2 КЛАССИФИКАЦИЯ ТУРБОМАШИН

Все известные турбомашины могут быть классифицированы по разным признакам. Большая часть известных классификаций приведена в таблице 2.1.

На практике турбомашины наиболее часто классифицируют *по основному направлению движения рабочего тела*. По этому признаку они делятся на: *осевые, центробежные, центростремительные и диагональные*. Схема, иллюстрирующая различия лопаточных машин разных типов показана на рисунке 2.39.

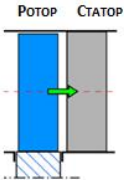
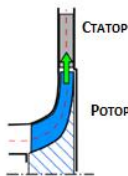
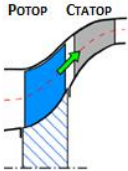
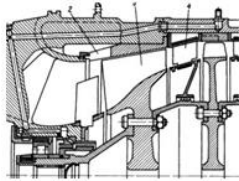
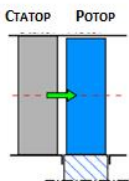
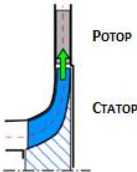
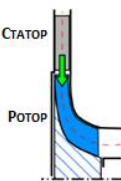
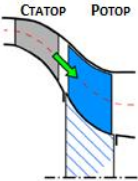
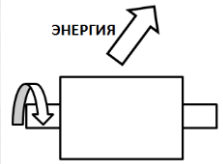
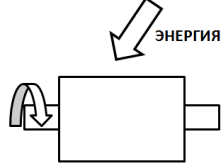
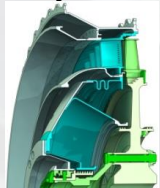
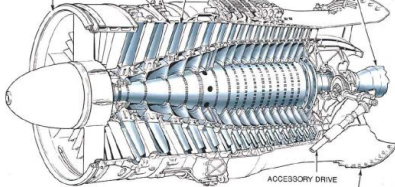
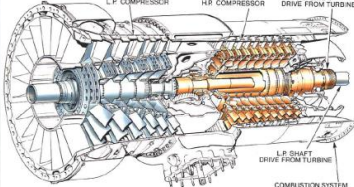
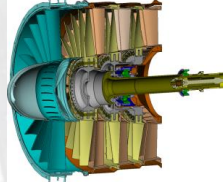
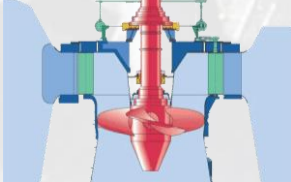
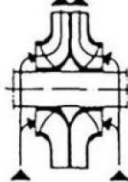
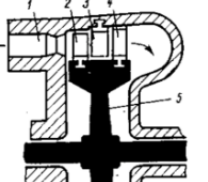
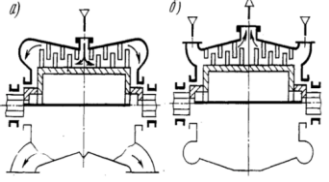
Тип	Осевые	Центробежные	Центростремительные	Диагональные
Компрессоры			Крайне редко используется	
Фото				
Турбины				

Рисунок 2.39 – Классификация лопаточных машин по направлению движения в них рабочего тела

Таблица 2.1 - Возможные классификации турбомашин [4, 26, 8, 19, 72]

Критерий классификации	Классификация	
По направлению движения энергии	Машины двигатели 	Машины исполнители 
Число ступеней	Одноступенчатые 	Многоступенчатые 
Число каскадов (валов)	Однокаскадные 	Многокаскадные 
Позиция вала	Горизонтальная 	Вертикальная 
Число входов	Однозаходные 	Двухзаходные 
По наличию корпуса	Открытые 	Зарытые 
По числу протоков рабочего тела	Однопроточные 	Двухпроточные 

В **осевых ЛМ** направление движения рабочего тела в меридиональной плоскости совпадает с направлением оси вращения РК или близко к нему. Линии тока в них располагаются на поверхностях близких к цилиндрическим, ось которых совпадает с осью ЛМ. Внешний вид осевых компрессора и турбины показан на рисунках 2.17 и 2.23.

Осевые турбомашины характеризуются повышенным КПД (до 0,9...0,92, - наибольшим по сравнению с другими типами), но умеренными степенями повышения давления (π_k^* до 2) и расширения. Однако газодинамическая эффективность осевых ступеней существенно зависит от размера лопаточной машины. Осевые турбомашины при небольших расходах рабочего тела (менее 5кг/с) имеют маленькие высоты лопаток. Это приводит к увеличению влияния процессов, происходящих в погранслоях и радиальных зазорах, на течение в межлопаточных каналах и существенному снижению КПД. Поэтому с уменьшением расхода рабочего тела эффективность осевых турбомашин снижается, и при расходах менее 5кг/с может проигрывать машинам других типов (рисунок 2.40).

Важным достоинством осевых турбомашин является простота создания многоступенчатых конструкций из последовательно расположенных ступеней. Действительно, в осевых машинах поток выходя из одной ступени обычно попадает в следующую без переходных каналов и дополнительных поворотов потока. Это не сопровождается снижением энергетической эффективности. Данное качество позволяет получать в осевых турбомашинах большие суммарные степени повышения давления и расширения с небольшими потерями.



В *центробежной ЛМ* движение рабочего тела в меридиональной плоскости осуществляется от центра к периферии, в направлении близком к перпендикулярному оси вращения ротора. Внешний вид РК центробежного компрессора (ЦБК) показан на рисунке 2.20.

Главное достоинство центробежного компрессора по сравнению с осевым – возможность получать большие значения степени повышения давления π_k^* в одной ступени. Зачастую, она превышает величину 5...6, а в перспективных авиационных компрессорах может превышать 12 [17]. КПД ступени центробежного компрессора η_k^* не превышает значение 0,85 [1, 17], что заметно меньше, чем в осевом. Значение КПД, близкие к указанной величине, характерны для компрессоров авиационных ГТД относительно большой производительности. Однако в отличие от осевых компрессоров, при уменьшении расхода через компрессор и, как следствие, уменьшении высот лопаток, снижение КПД центробежных не столь значительно как у осевых (рисунок 2.40). По этой причине при малых расходах рабочего тела центробежный компрессор обычно превосходит осевой по КПД.

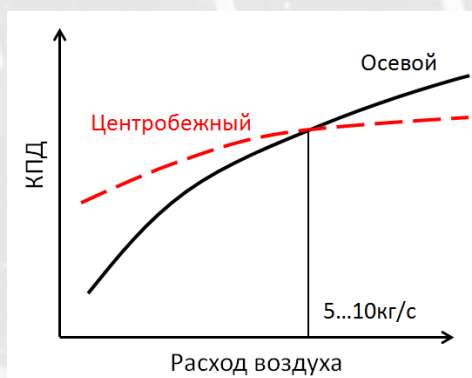
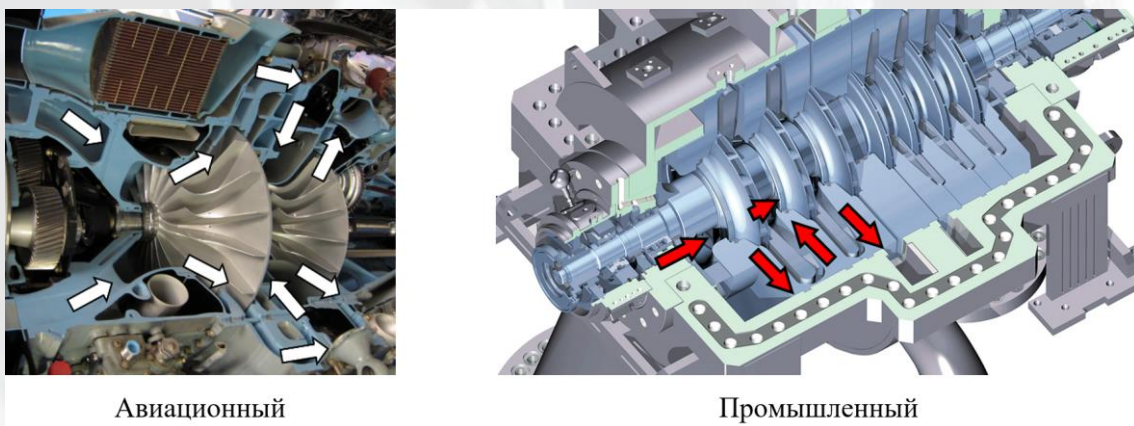


Рисунок 2.40 - Изменение КПД
разных типов компрессоров при
изменении расхода воздуха

К числу достоинств ЦБК относятся также относительная простота конструкции, меньшее число деталей, более благоприятное

протекание характеристик и меньшая чувствительность к условиям эксплуатации.

К недостаткам этого типа турбомашин следует отнести сложность организации многоступенчатого процесса сжатия без существенного снижения КПД, роста массы и диаметральных размеров. Действительно, для того, чтобы направить рабочее тело с периферии первой ступени ко входу во вторую ступень, необходимо трижды повернуть поток на 90° (рисунок 2.41), что приводит к дополнительным потерям.



Авиационный

Промышленный

Рисунок 2.41 – Многоступенчатые центробежные компрессоры

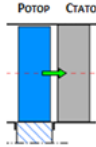
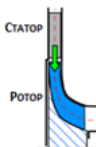
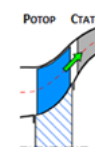
В **центростремительных ЛМ** (рисунок 2.39) движение рабочего тела в меридиональной плоскости осуществляется также в направлении близком к перпендикулярному к оси вращения, но в направлении от периферии к центру. Центростремительными выполняют обычно только турбины.

КПД центростремительной турбины (достигает величины 0,88) превышает КПД центробежной машины, но не достигает величины эффективности осевых турбин. За счет движения рабочего тела против действия инерционных сил в центростремительных турбинах удастся получить большую степень расширения, либо

реализовать аналогичное расширение при меньшем уровне скоростей и, соответственно, потерь. В технологическом плане и по возможности организации многоступенчатого процесса центростремительные турбомашин аналогичны центробежным.

Диагональные турбомашин представляют собой тип промежуточный между осевыми и радиальными (центробежными и центростремительными) турбомашин. Их параметры находятся между параметрами лопаточных машин указанных типов.

Таблица 2.2 – Сравнение разных типов лопаточных машин [7]

Тип турбомашин	ОСЕВАЯ	ЦЕНТРОБЕЖНАЯ	ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНАЯ	ДИАГОНАЛЬНАЯ
				
Степень повышения (понижения) давления	< 2	< 12	< 6	< 5
МАХ КПД	0,92	0,85	0,88	0,9
Уровень КПД при малых расходах рабочего тела	низкий	приемлемый	приемлемый	приемлемый
Свойства в многоступенчатой конфигурации	1. Простая конструкция 2. Дополнительных потерь нет	1. Увеличение размеров 2. Потери из-за дополнительных поворотов потока	1. Увеличение размеров 2. Потери из-за дополнительных поворотов потока	1. Простая конструкция 2. Дополнительных потерь нет 3. Соглашаются с осевыми ступенями

Сравнение характеристик лопаточных машин разных типов приведены в таблице 2.2. Анализируя приведенные данные, не следует делать вывод, что тот или иной тип лопаточных машин плох или хорош. Сравнение следует проводить с учетом условий, в которых турбомашин будет эксплуатироваться. Например, наземные ГТУ и авиационные ГТД имеют относительно большее

расход рабочего тела (измеряемый десятками килограмм в секунду) и степень сжатия (более 30). Очевидно, что для лопаточных машин таких изделий важными требованиями будут высокий КПД при больших расходах и возможность создания высокоэффективных и компактных многоступенчатых лопаточных машин, поскольку не один их тип не позволяет получить требуемые параметры в одной ступени. Таким требованиям наилучшим образом удовлетворяют осевые турбомашин (таблица 2.3 и рисунок 2.42) [7]. Кроме того, многоступенчатые осевые компрессоры обладают небольшими массогабаритными характеристиками, обеспечивают равномерную подачу рабочего тела в камеру сгорания и хорошо согласуются с газовыми турбинами.

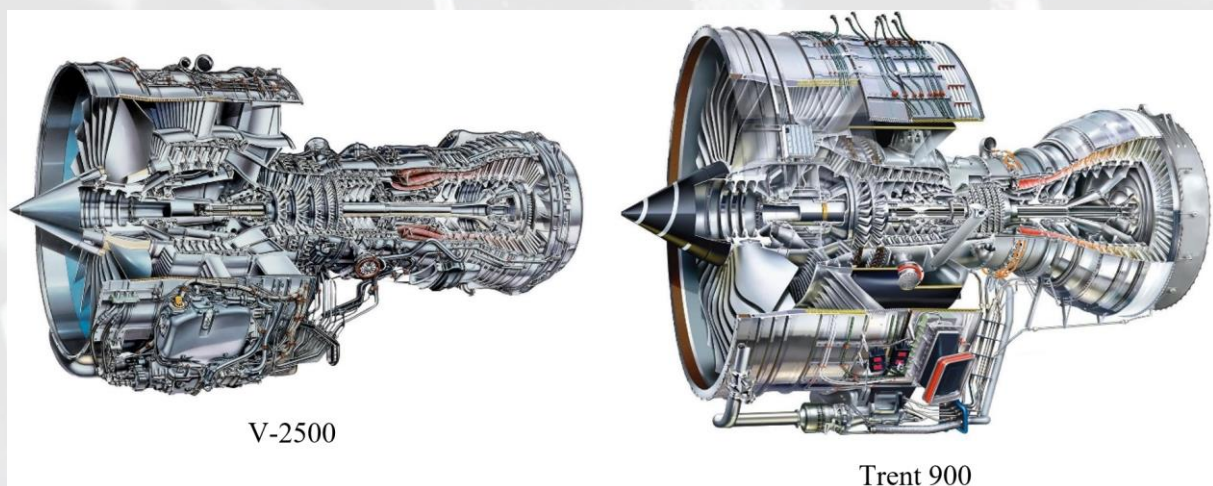


Рисунок 2.42 – Современные газотурбинные двигатели

В ряде случаев в ГТУ малой тяги, с малыми расходами рабочего тела, для повышения КПД компрессора могут применяться многоступенчатые осецентробежные компрессоры, представляющие собой комбинацию осевых и центробежных ступеней. При этом центробежная ступень всегда является замыкающей (рису-

нок 2.43). Она устанавливается вместо нескольких осевых, имеющих сверхмалые высоты рабочих лопаток, у которых особенно сильно сказывается влияние радиальных зазоров и вторичных течений [7, 20].

Таблица 2.3 – К выбору типа лопаточной машины для ГТД самолета гражданской авиации [7]

Тип турбомашин	Требования	Осевые	Радиальные
Расход рабочего тела	Обычно более 10 кг/с	Высокий КПД	Низкий КПД
Потребная степень повышения давления	Обычно более 30	В одной ступени менее 2	В одной ступени менее 10
КПД в указанных условиях	max	max	min
Число ступеней	min	>1	>1
Снижение КПД из-за числа ступеней	Минимальное	Не велико	Значительно
Сложность конструкции	Минимальна	Приемлемая	Сложная

Такие компрессоры имеют значительно меньшие линейные размеры и массу.

Для агрегата наддува двигателя внутреннего сгорания (ДВС) характерны малый расход рабочего тела (до 1кг/с) и умеренные степени сжатия/ расширения (до 3 [12], у бензиновых двигателей не более 1,8...2). Кроме того, турбокомпрессор ДВС должен иметь простую конструкцию для удешевления массового производства

автомобильных двигателей. Таким требованиям лучше всего удовлетворяют центробежные и центростремительные машины. В интересующем диапазоне расходов они превосходят по КПД осевые машины и позволяют получить требуемые степени повышения давления в одной ступени (в отличие от осевых) (таблица 2.4 и рисунок 2.44) [7]. К достоинству центробежных компрессоров, по сравнению с объемными компрессорами, следует отнести отсутствие возвратно – поступательного движения и связанных с этим вибраций, простое соединение с газовой турбиной и отсутствие загрязнения рабочего тела (например, в винтовых компрессорах в цикл подается масло для отвода тепла и смазки) [73].

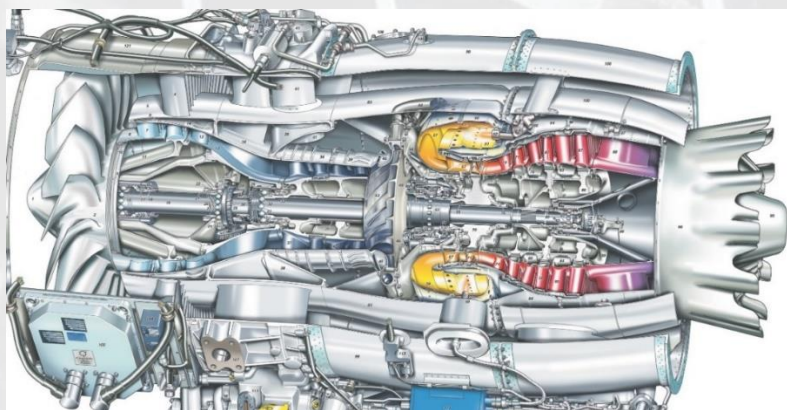


Рисунок 2.43 -
ГТД PW 545 с
осецентричным
компрессором
[8]

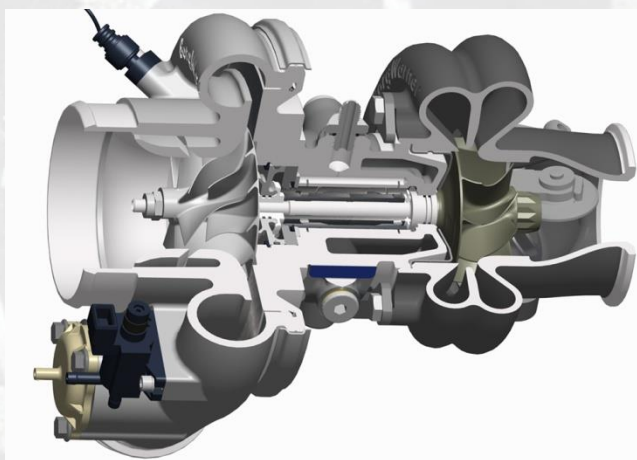


Рисунок 2.44 – Агрегаты наддува ДВС

Таблица 2.4 – К выбору типа лопаточной машины для агрегата наддува автомобильного двигателя

Тип турбомашин	Требования	Осевые	Радиальные
Расход рабочего тела	Обычно менее 1 кг/с	Низкий КПД	Высокий КПД
Потребная степень повышения давления	Обычно менее 3	В одной ступени менее 2	В одной ступени менее 10
КПД в указанных условиях	max	min	max
Число ступеней	min	Несколько ступеней	Одна
Снижение КПД из-за числа ступеней	Высокий	Не велико	-
Сложность конструкции	Минимальна	Сложная (много ступеней)	Простая (Одна ступень)

