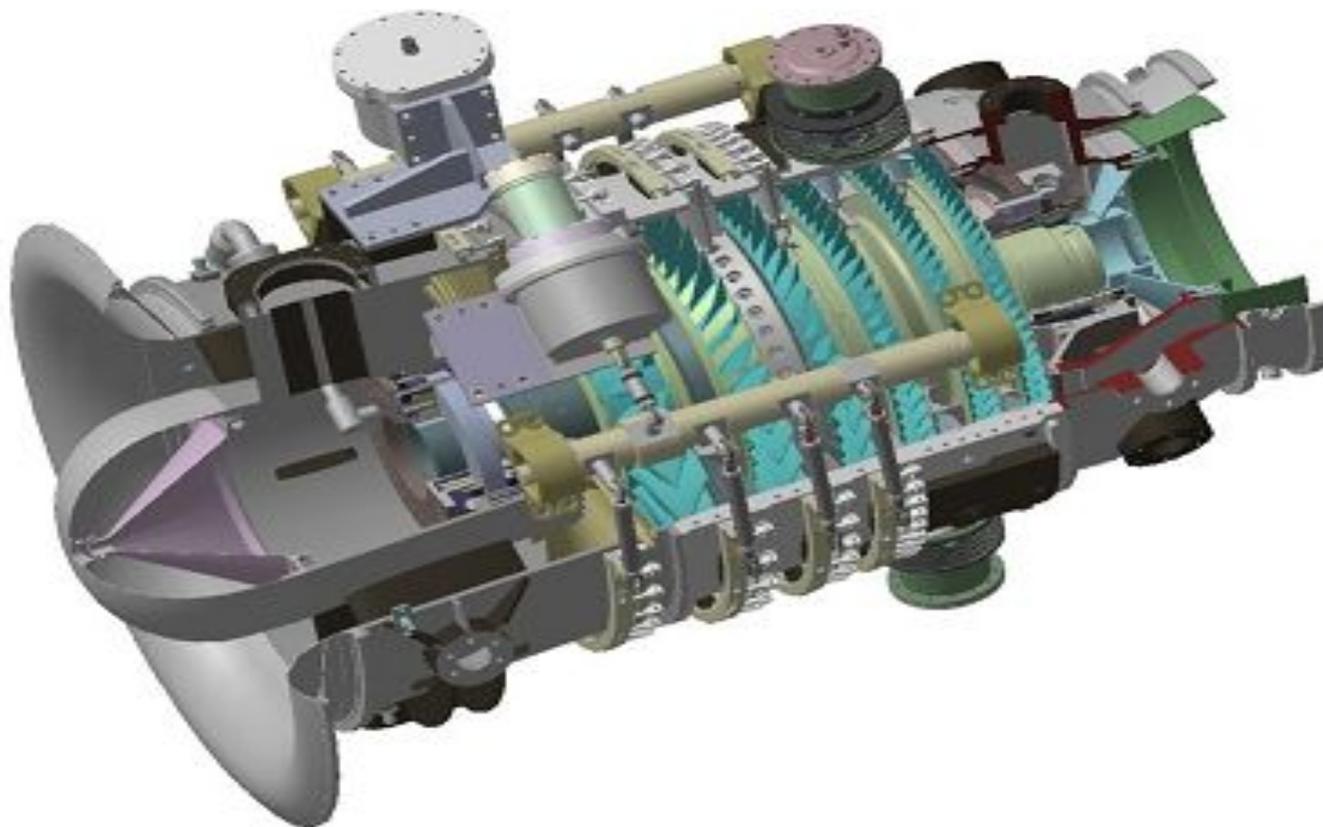


КЛАССИФИКАЦИЯ КОМПРЕССОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК. ТРЕУГОЛЬНИК СКОРОСТЕЙ

Выполнила: студент гр.39ТФ133
Яруллина Альфия

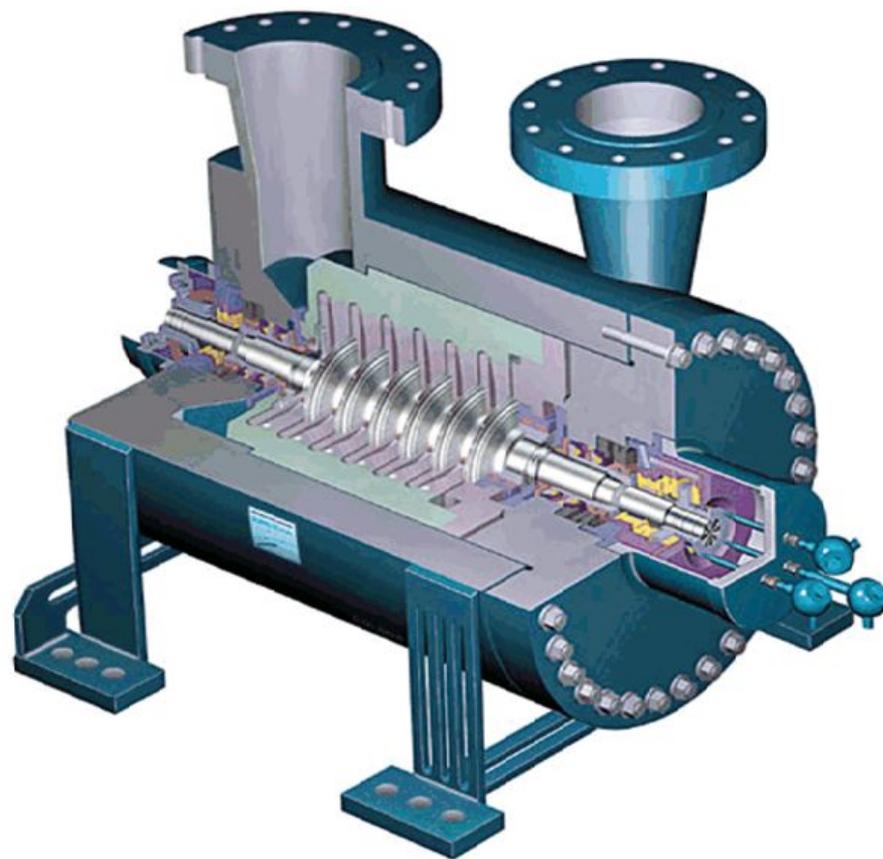
- Компрессор – компонент газотурбинного двигателя. Обеспечивает повышение давления рабочего тела и непрерывную его подачу в камеру сгорания за счет потребления части механической энергии, выработанной турбинами.



Основные характеристики компрессоров ГТУ

- Степень повышения давления (сжатия) – способность компрессора повышать давление – отношение давления на выходе из компрессора к давлению на входе:

$$\pi_k = \frac{P_2}{P_1}$$



Основные характеристики компрессоров ГТУ

Производительность

```
graph TD; A[Производительность] --> B[массовая]; A --> C[объемная];
```

массовая

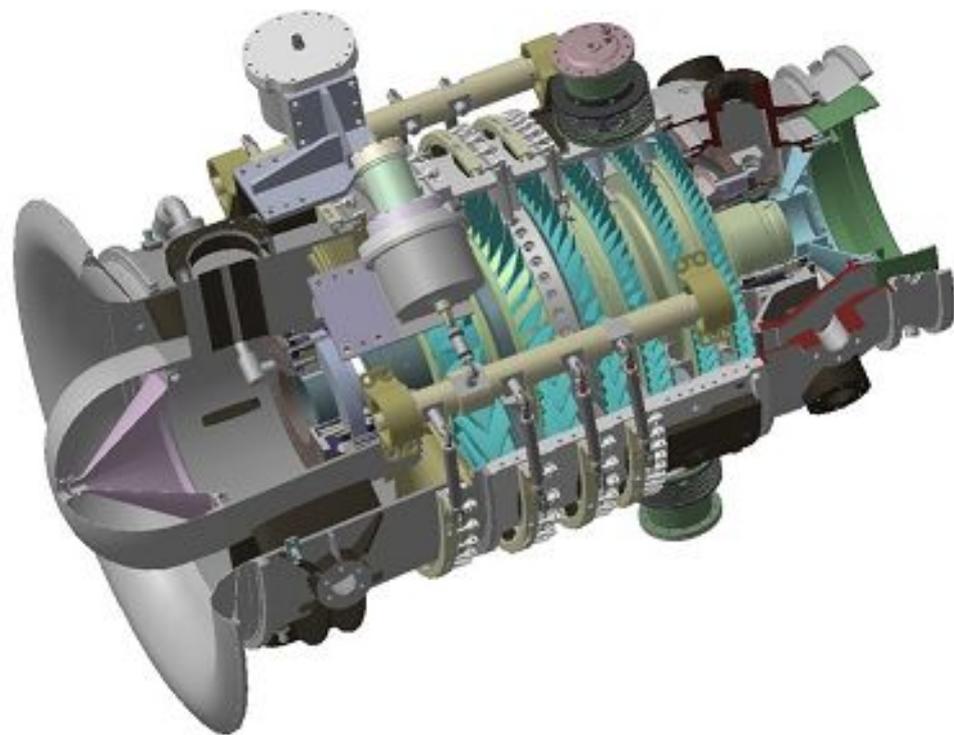
Количество массы газа, перемещаемого в единицу времени, кг/с

объемная

Объем газа, перемещаемого компрессором в единицу времени, м³/с

Основные характеристики компрессоров ГТУ

- Эффективный КПД – качество преобразования механической энергии в потенциальную энергию давления и кинетическую энергию перемещаемого газа.

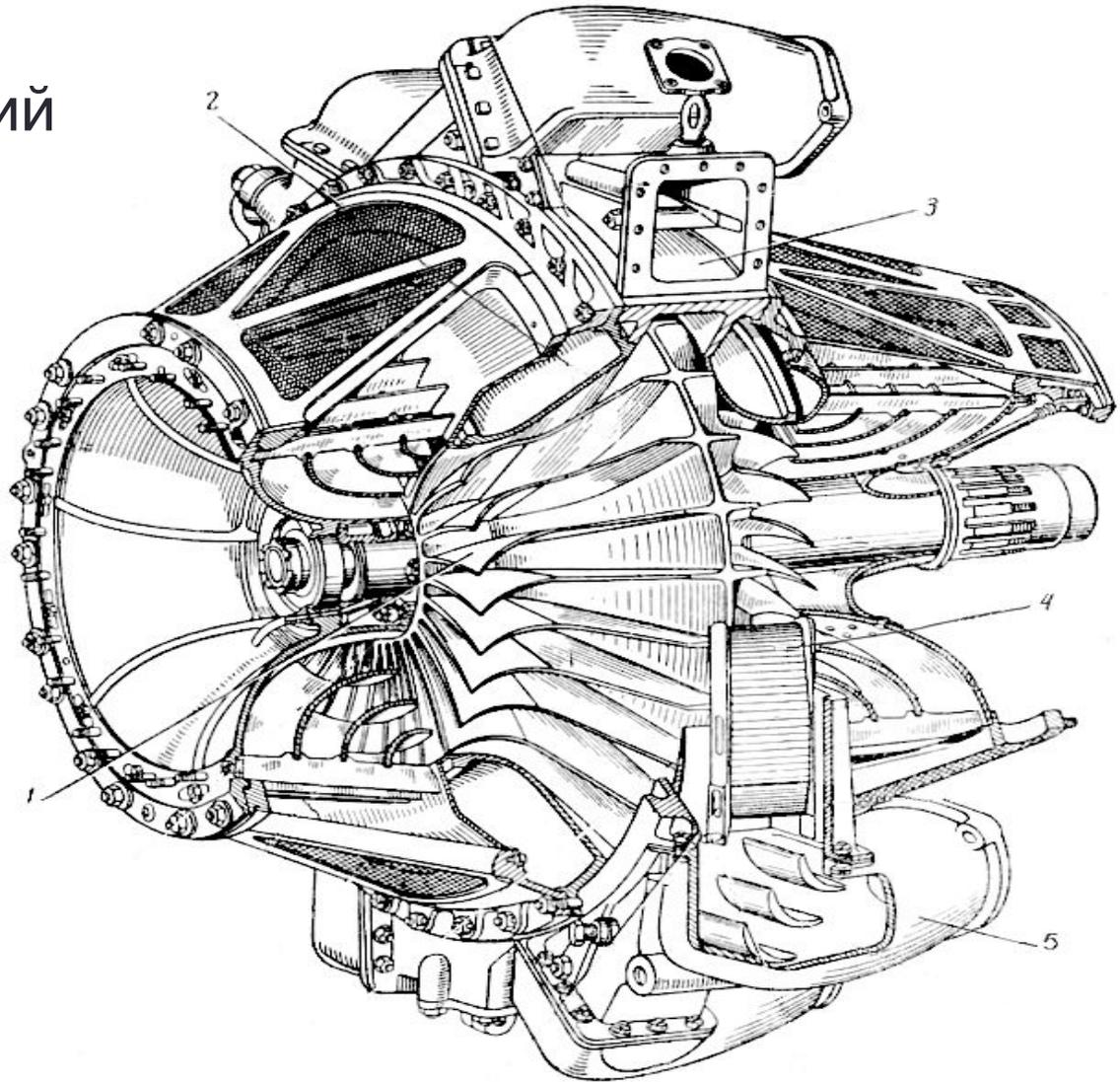


Классификация компрессоров ГТУ по принципу действия

- Динамический компрессор – устройство, в котором сжатие газа происходит в результате взаимодействия потока с вращающейся и неподвижной решетками лопастей. Самые распространенные: центробежные и осевые.

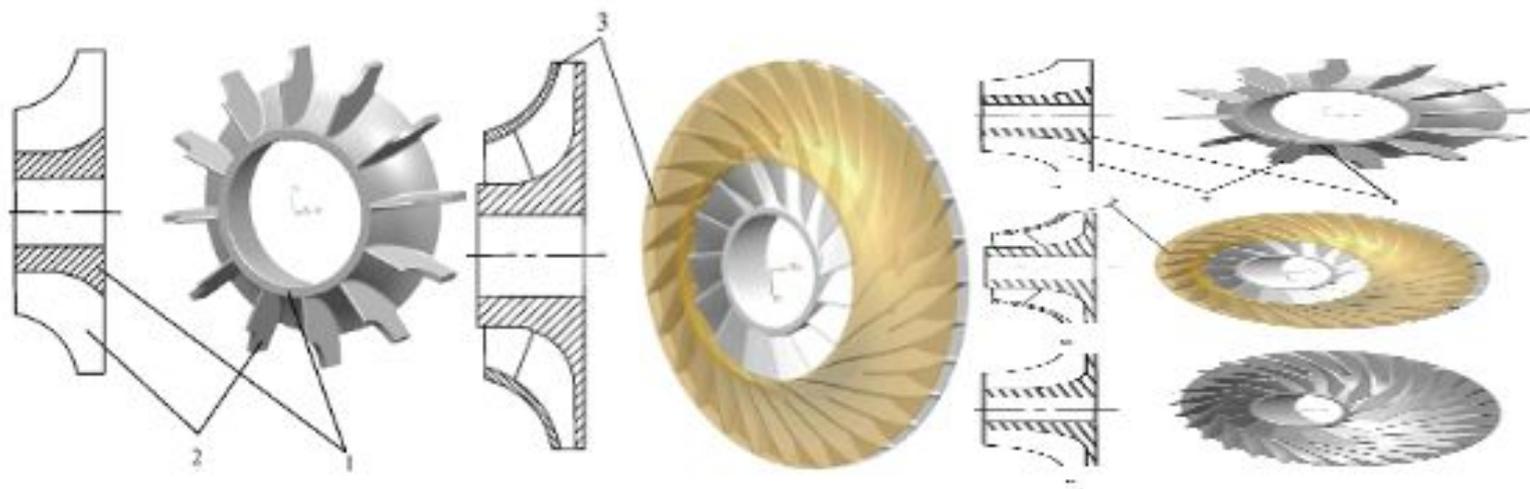
Центробежный компрессор

- 1 – направляющий аппарат;
- 2 – крыльчатка;
- 3 – диффузор;
- 4 – корпус;
- 5 – выходные патрубки.

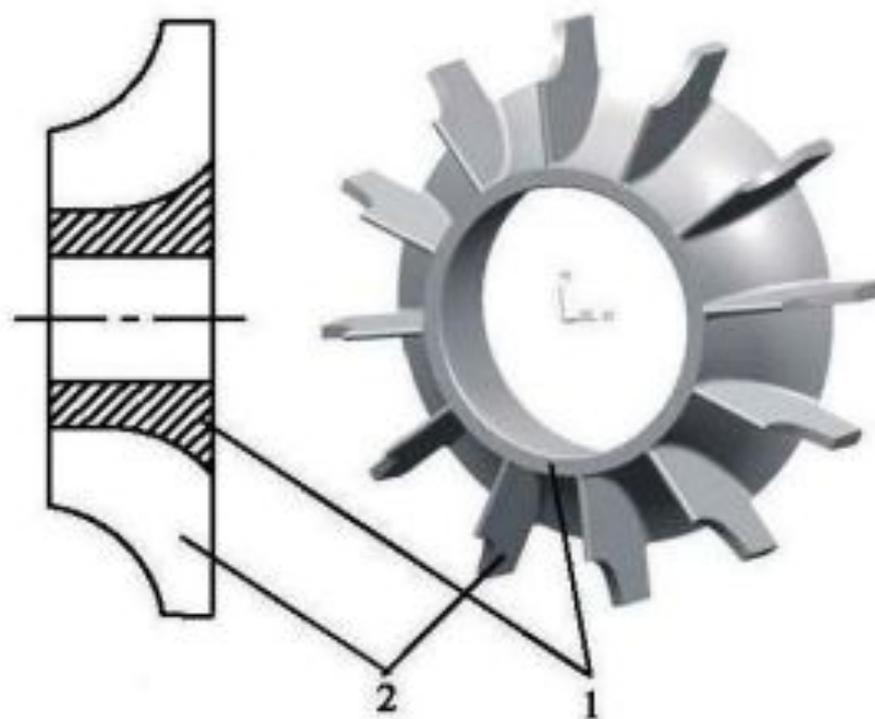
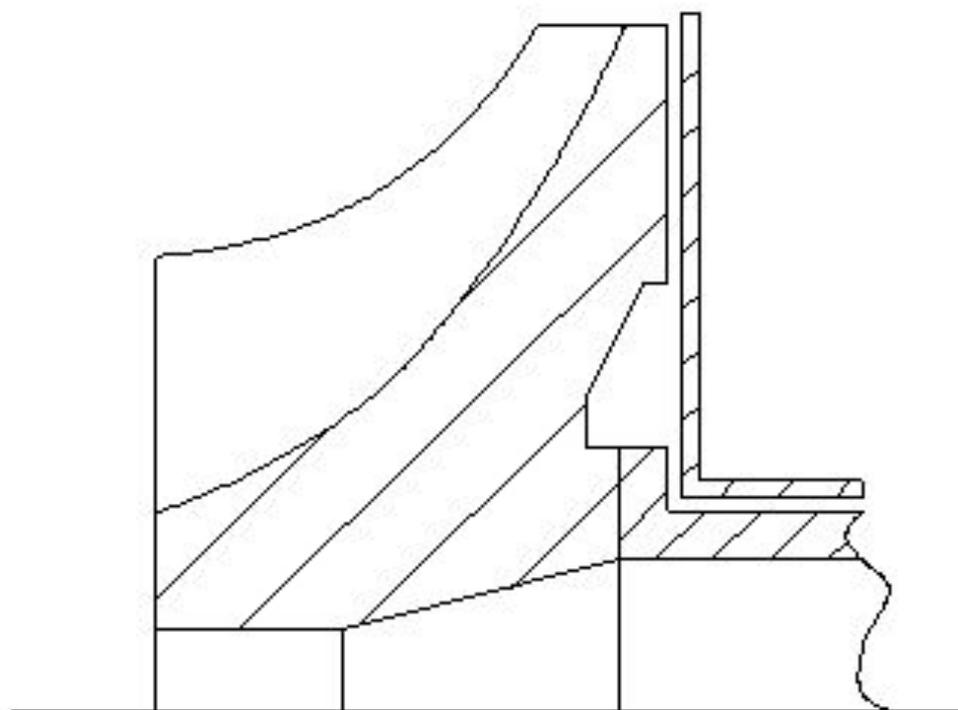


Центробежный компрессор

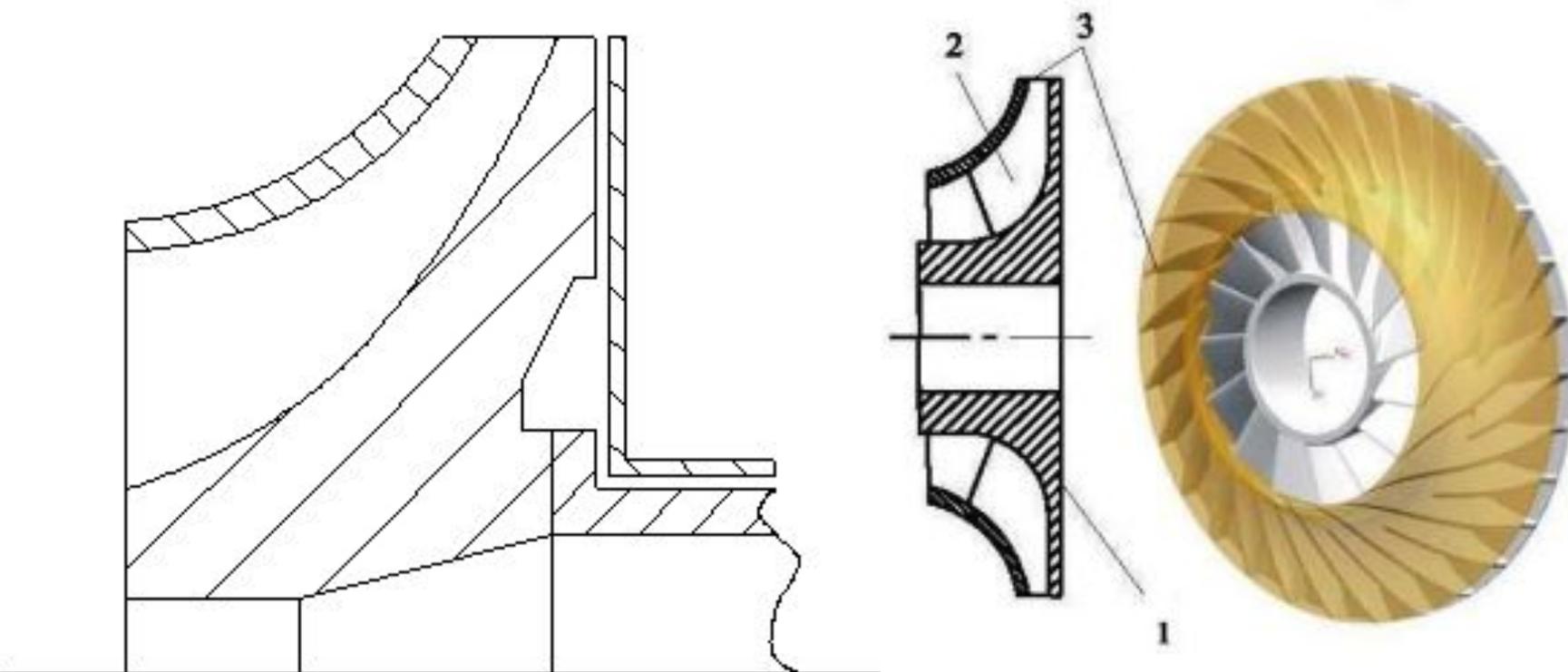
- По конструктивному исполнению рабочие колеса центробежных компрессоров делятся на:
 - 1) Открытые;
 - 2) Закрытые;
 - 3) Полуоткрытые.



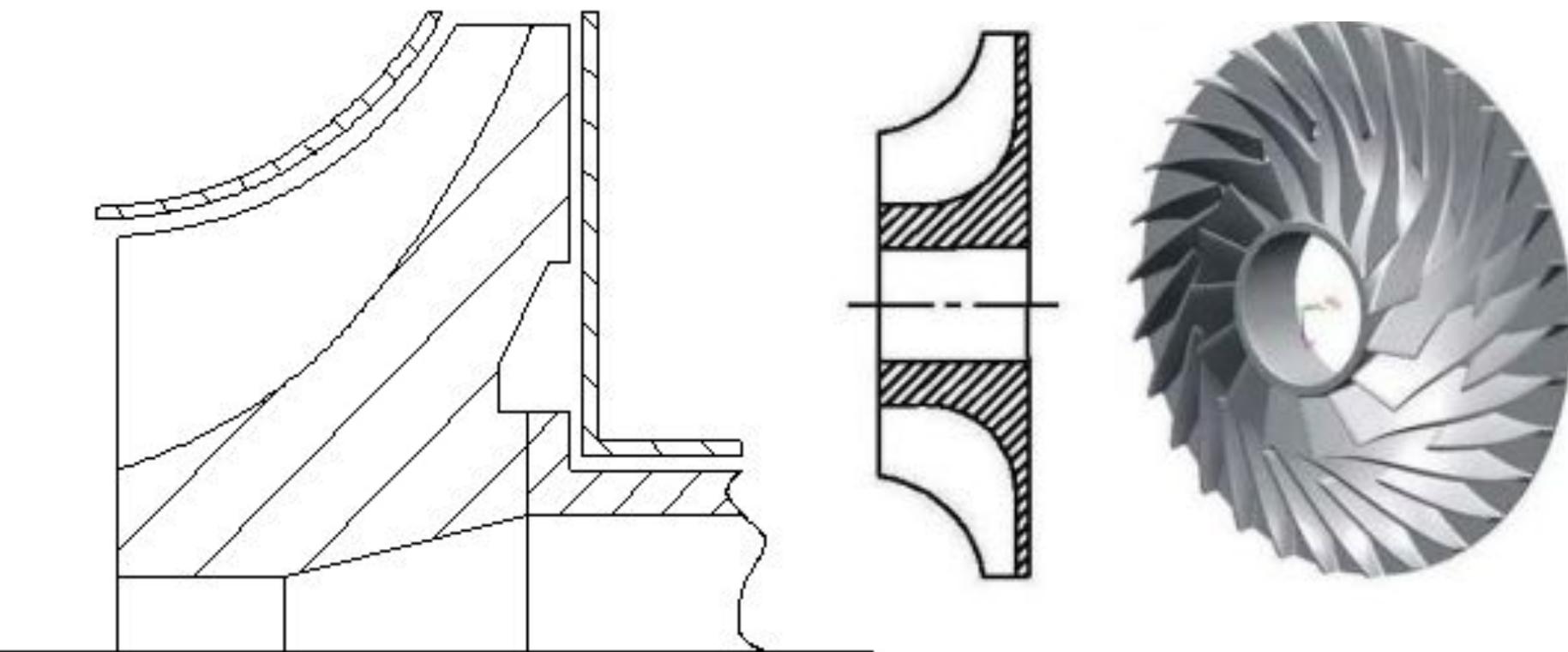
Центробежные компрессоры с открытой втулкой



Центробежные компрессоры с закрытой втулкой



Центробежные компрессоры с полуоткрытой втулкой



Центробежный компрессор

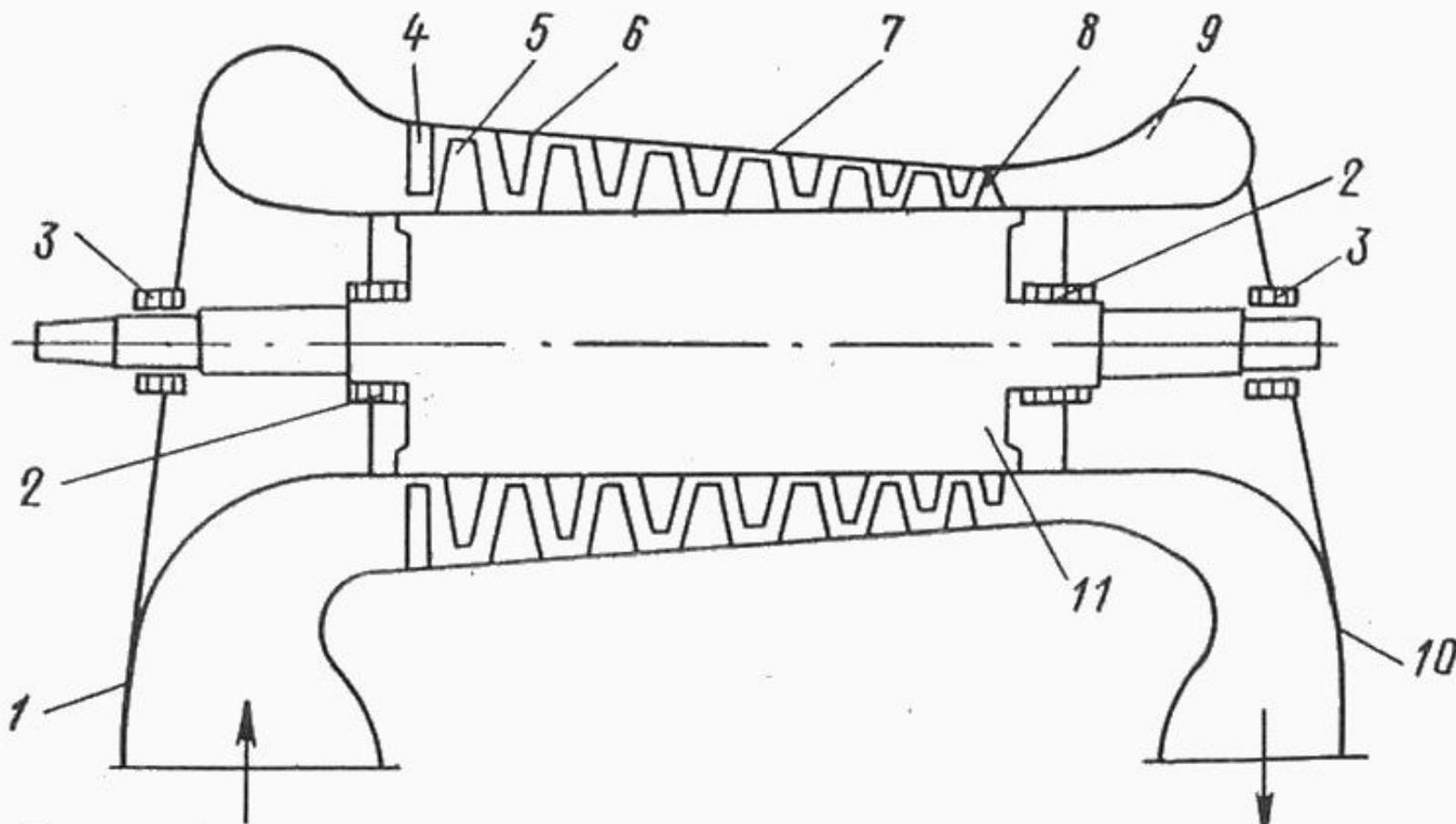
Достоинства:

- Поток воздуха и система смазки механизма компрессора являются независимыми.
- Работают при гораздо меньших уровнях вибрации, чем компрессора объемного типа.
- На выходе центробежных компрессоров не надо устанавливать глушители шума.

Недостатки:

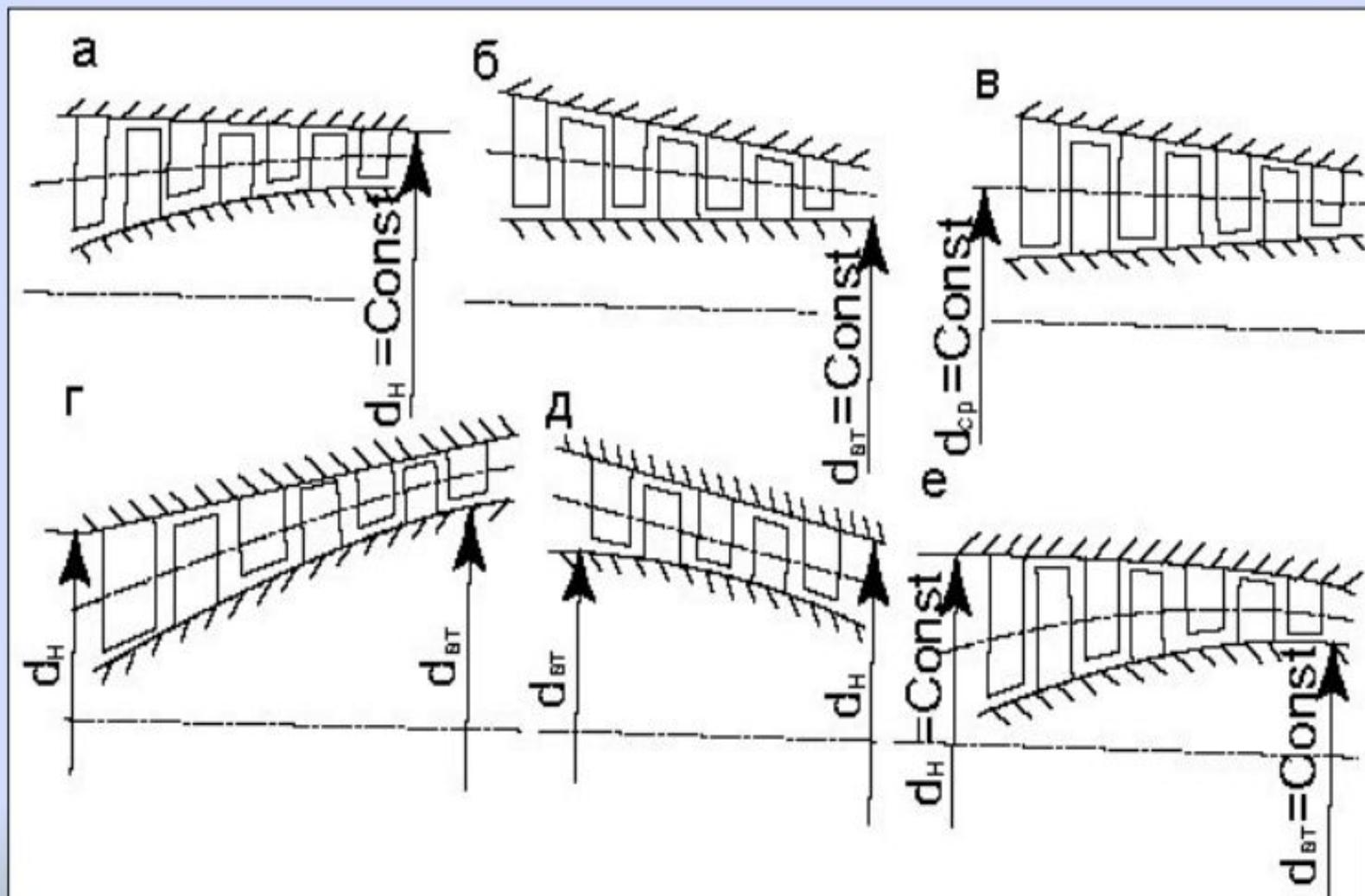
- Более низкий КПД и больший габаритный диаметр (по сравнению с осевыми).

Осевой компрессор

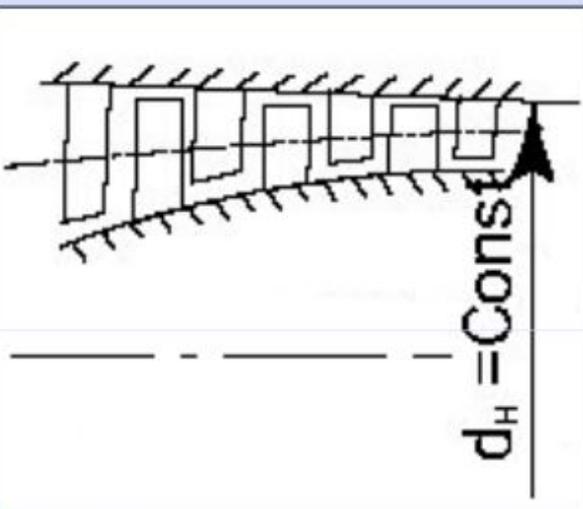


1-входной патрубок, 2-концевые уплотнения, 3-подшипники, 4-входной направляющий аппарат, 5-рабочие лопатки, 6-направляющие лопатки, 7-корпус, 8-спрямляющий аппарат, 9-диффузор, 10-выходной патрубок, 11-ротор.

ФОРМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ



Профилирование проточной части компрессора по закону $d_H = \text{const}$



Напорность ступеней увеличивается (густота решетки и средняя окружная скорость каждой последующей ступени возрастают)

Достоинства:

1. Величина напора второй ступени выше величины напора первой ступени на 25...30%

(Чем меньше \bar{d} отношение первой ступени, тем больше может быть это увеличение)

2. Меньшее число ступеней компрессора

3. Закон $d_H = \text{const}$ способствует повышению экономичности компрессора, так как здесь удастся сохранить постоянными минимальные радиальные зазоры по всей длине компрессора

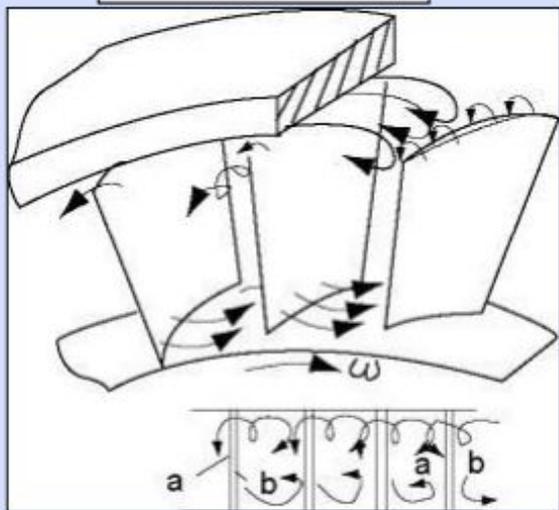
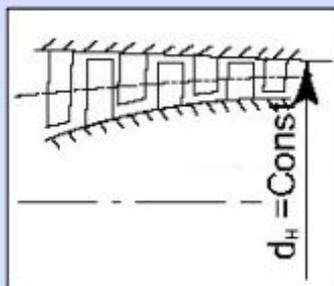


Схема образования индуктивных потерь

Недостатки:

1. Резкое уменьшение высот лопаток последних ступеней из-за возрастающего среднего диаметра d_{cp}

Усиливается отрицательное влияние пограничных слоев на роторе и статоре за счет уменьшения ядра потока газа

Увеличиваются потери от вторичных перетеканий (индуктивные потери)

2. Снижение КПД последних ступеней

3. Данный тип проточной части применим для высоты последней ступени лопаток не менее 30...35 мм

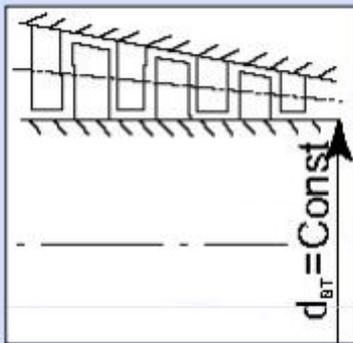
4. Применяют для КНД, так как высота рабочих лопаток его последних ступеней 70...100 мм и здесь не сказывается заметное влияние индуктивных потерь

Профилирование проточной части компрессора по закону $d_{BT} = const$

Достоинства:

1. Технологические преимущества в изготовлении ротора, особенно барабанного типа, и возможности унификации узлов крепления рабочих лопаток

2. Так как d_{cp} по ходу движения газа уменьшается, то при прочих равных условиях длины лопаток последних ступеней будут больше, чем у ступеней, проточная часть которых выполнена по закону $d_H = const$.



Недостатки:

Уменьшение от ступени к ступени числа Маха и напорности за счет падения окружной скорости



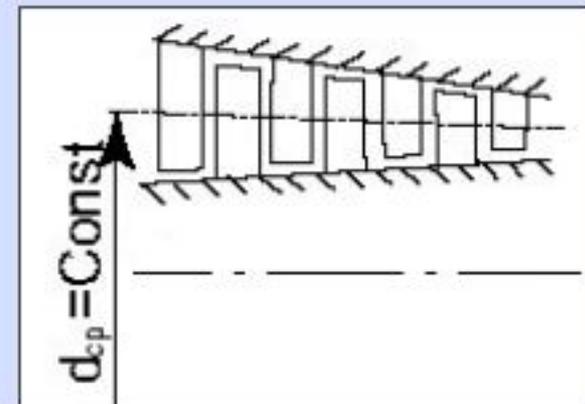
Увеличение числа ступеней компрессора при заданном π_k

$$M = \frac{c}{a};$$

- число Маха, где c - скорость газа, a - скорость звука в газовой среде

Проточная часть компрессора
выполнена по закону $d_{cp} = const$

d_H и d_{BT} – переменные величины



Достоинства:

1. Высоты лопаток последних ступеней компрессора будут **больше, чем при законе $d_H = const$**
2. Так как по ходу движения газа уменьшается окружная скорость, то при использовании закона $d_{cp} = const$ можно применять повышенные окружные скорости на среднем диаметре, не опасаясь возникновения сверхзвуковых течений на периферийном диаметре

напорность ступеней
увеличивается

общее число ступеней
снижается

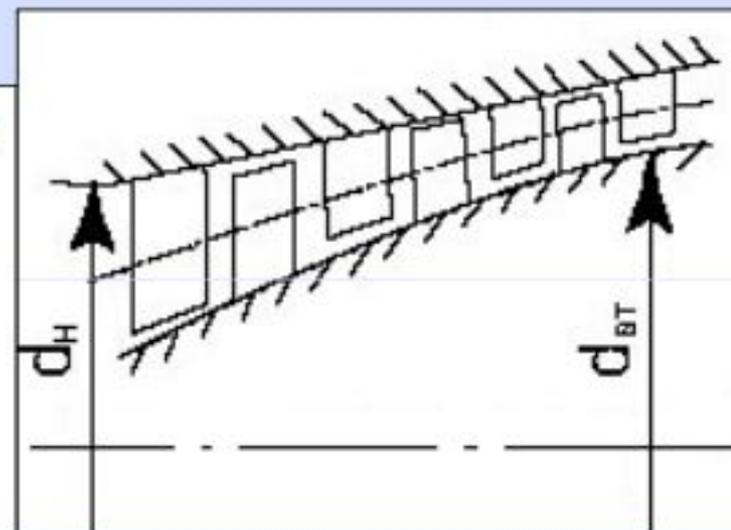
Недостатки:

Технологические трудности в изготовлении, связанные с переменностью наружного диаметра и диаметра втулки

Проточная часть с одновременным увеличением d_H и d_{BT}

Достоинства:

1. Напорность ступеней будет наибольшая в связи с интенсивным возрастанием окружной скорости
2. При такой схеме можно достичь на периферии постоянства числа Маха для всех ступеней и при предельном его значении получить самую короткую конструкцию



Недостатки:

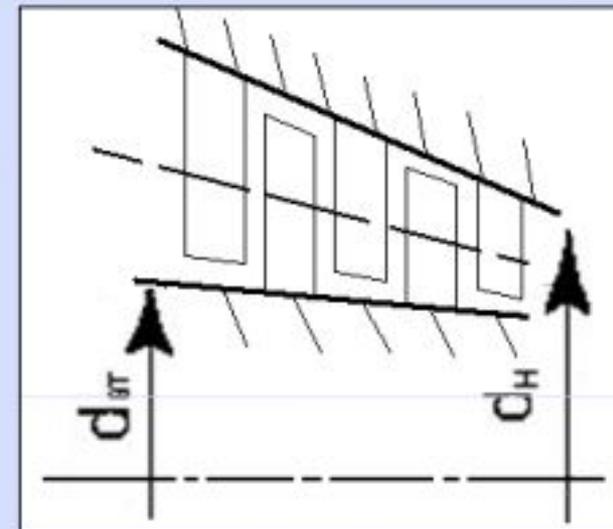
При этом законе имеет место резкое уменьшение длин лопаток **последних** ступеней, что приводит к заметному падению их КПД

Компрессоры большой производительности более 100кг/с

Проточная часть с одновременным уменьшением d_H и $d_{вт}$

Достоинства:

1. Конструктивно данная схема может выполняться с лопатками постоянной длины для всех ступеней компрессора
2. Это достигается соответствующим уменьшением диаметров на периферии и у втулки



Недостатки:

Из-за более резкого падения числа Маха по длине компрессора число его ступеней, а следовательно, осевой размер будут наибольшими по сравнению с предыдущими конструктивными исполнениями проточной части ОК

Компрессоры малой производительности (до 20 кг/с)
Небольшие степени повышения давления $\pi_k - до 5$

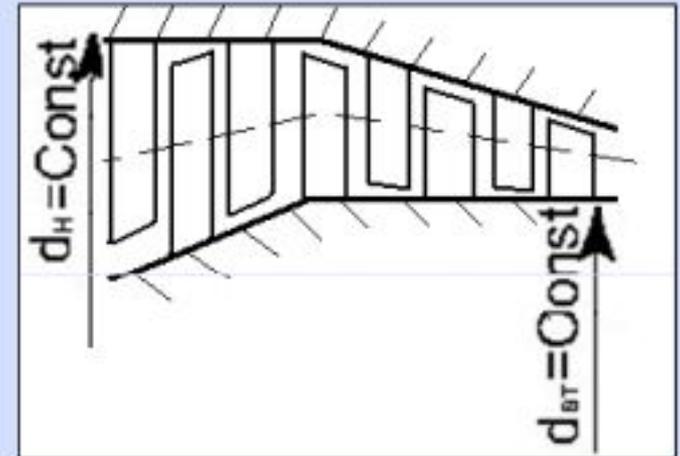
Для первых ступеней используют закон $d_H = \text{const}$, а для последних – закон $d_{BT} = \text{const}$

Достоинства:

При такой схеме удастся сильнее нагрузить средние ступени за счет увеличения окружной скорости, а на последних ступенях - получить приемлемые высоты лопаток

Недостатки:

Комбинированные схемы по сравнению с предыдущими имеют значительную сложность как в аэродинамическом, так и в технологическом отношении



Ограниченное применение

Осевой компрессор. Треугольник скоростей

$$C_1 = W_1 + u$$

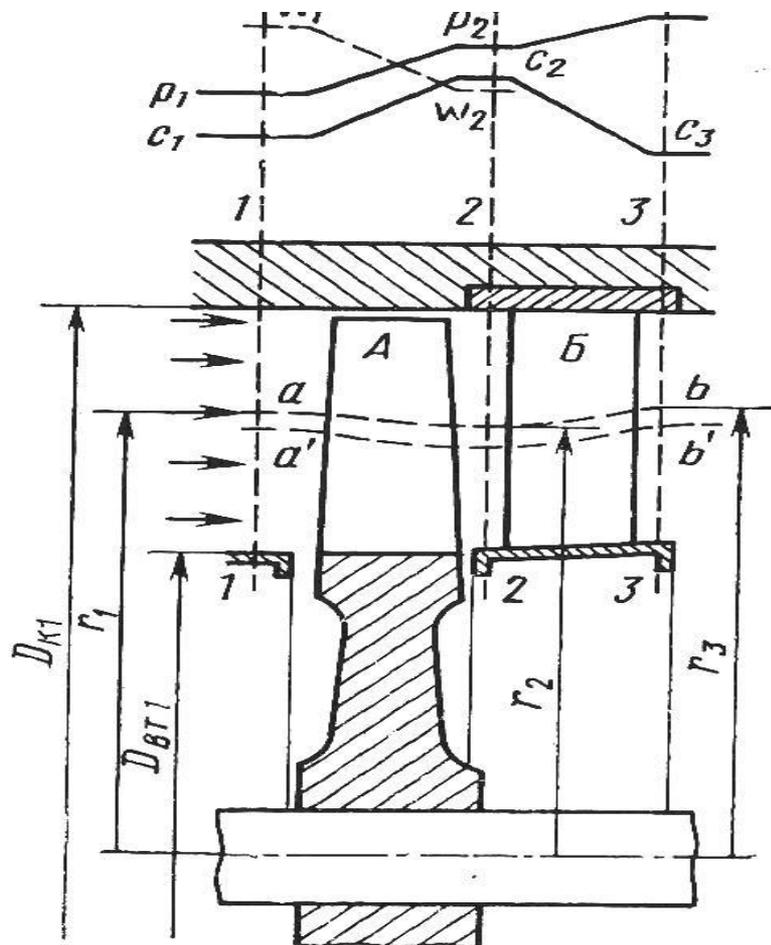


Рис.1.

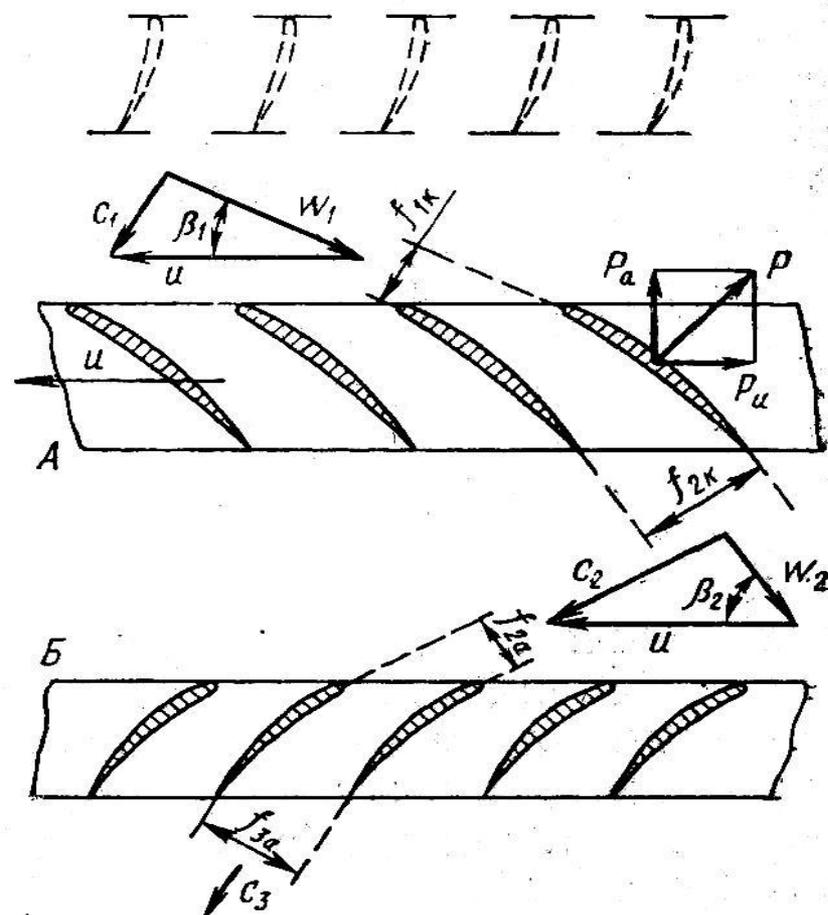


Рис.2.

Осевой компрессор. Треугольник скоростей

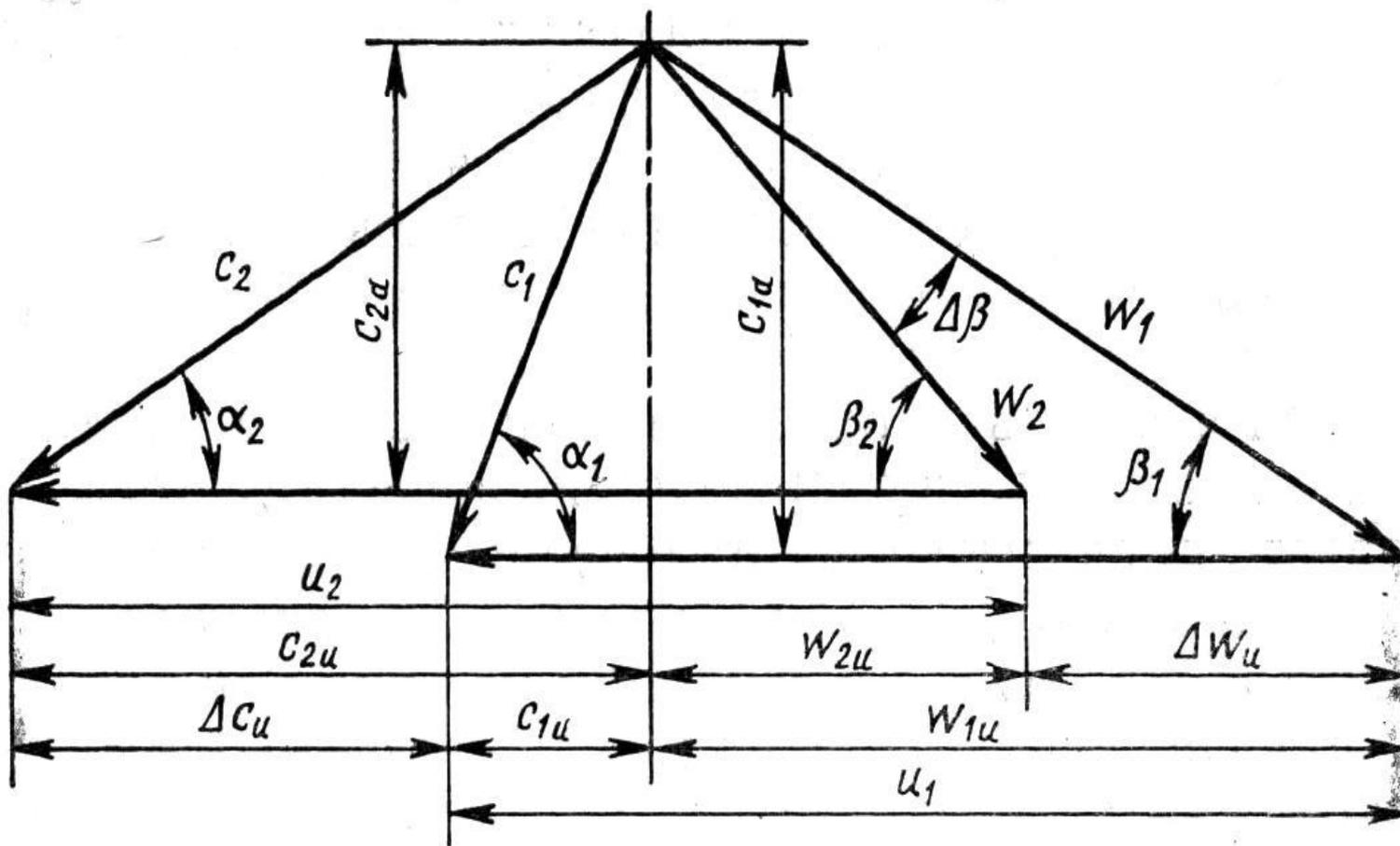
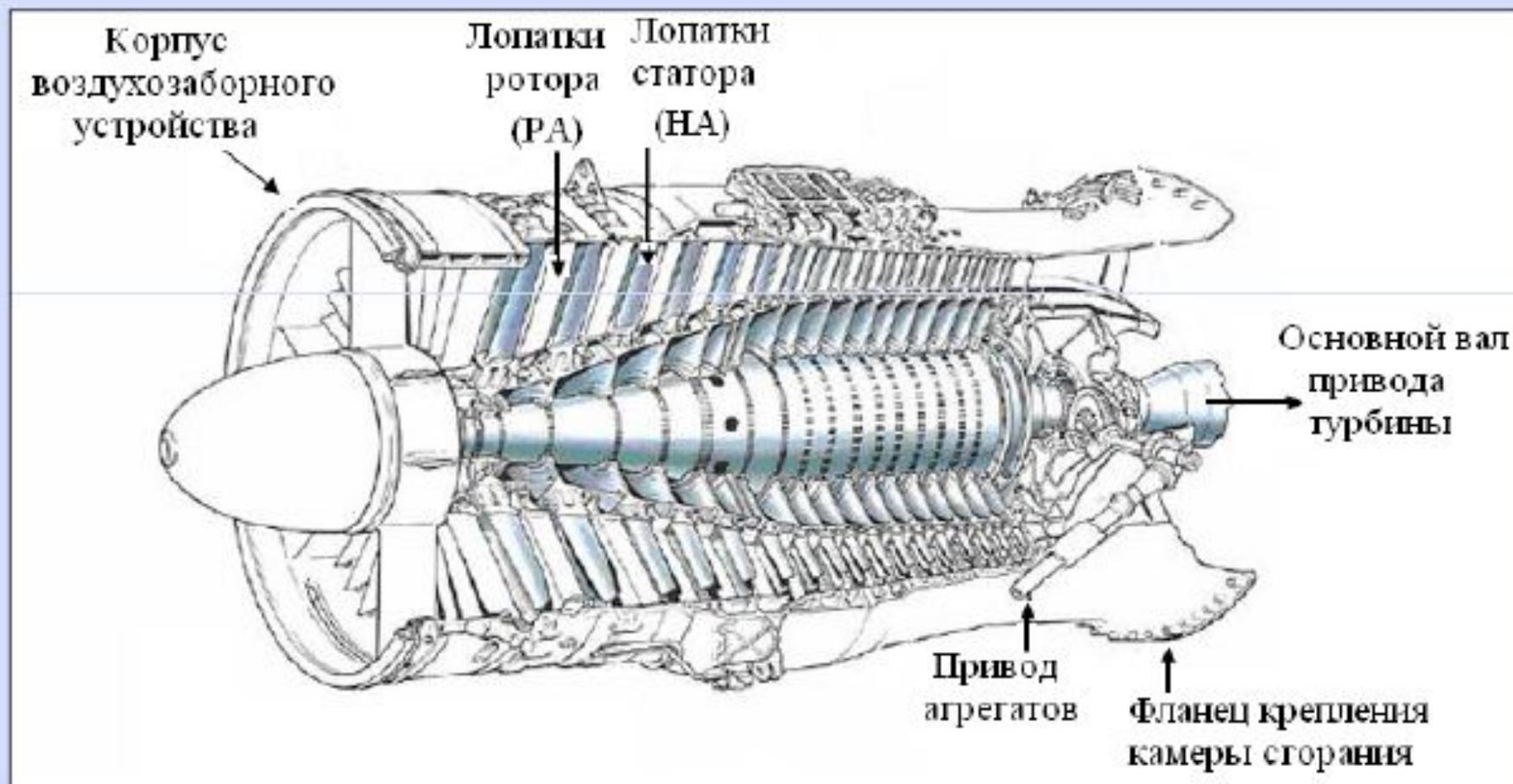
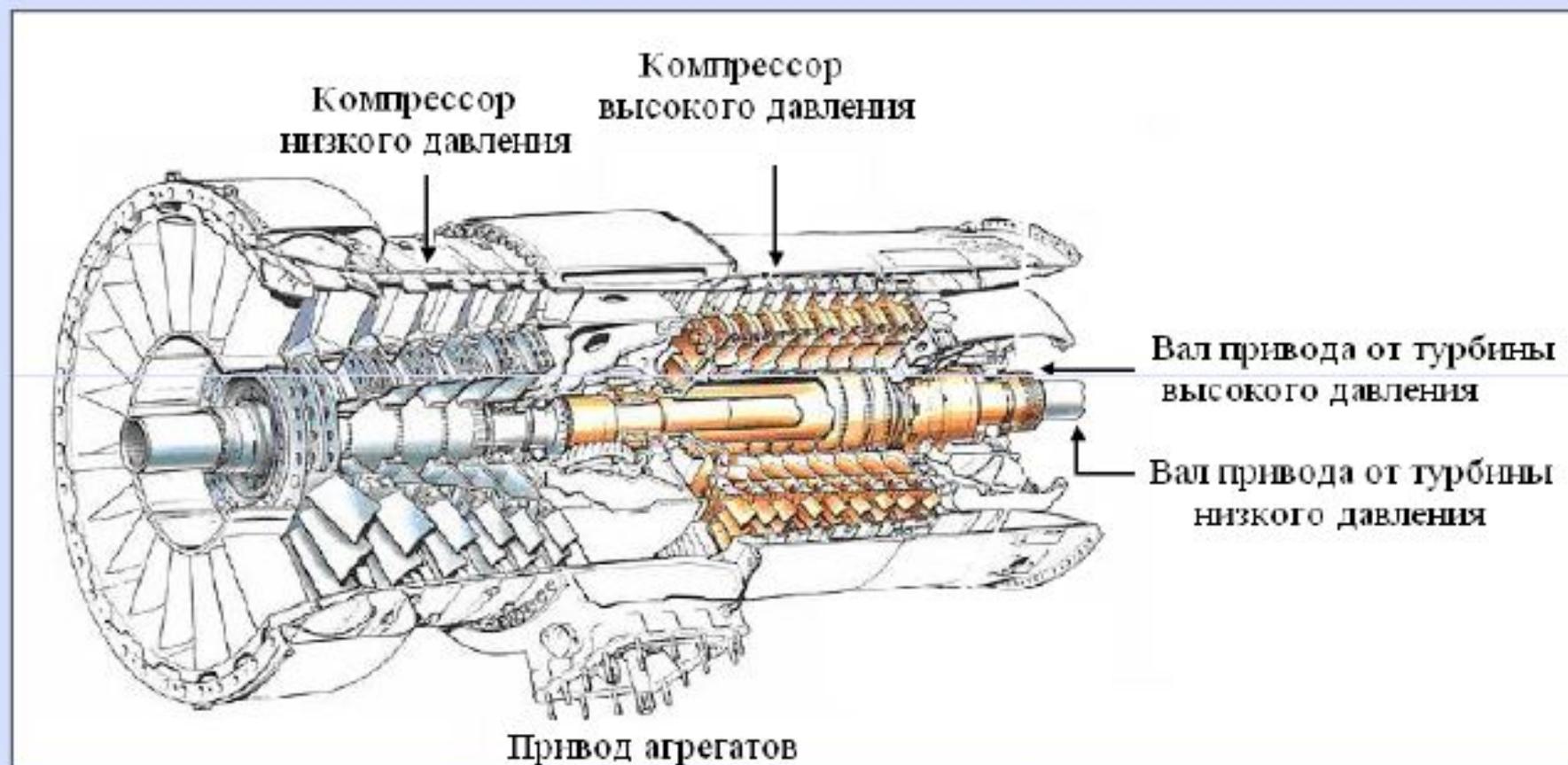


Рис.3.

Однокаскадный осевой компрессор

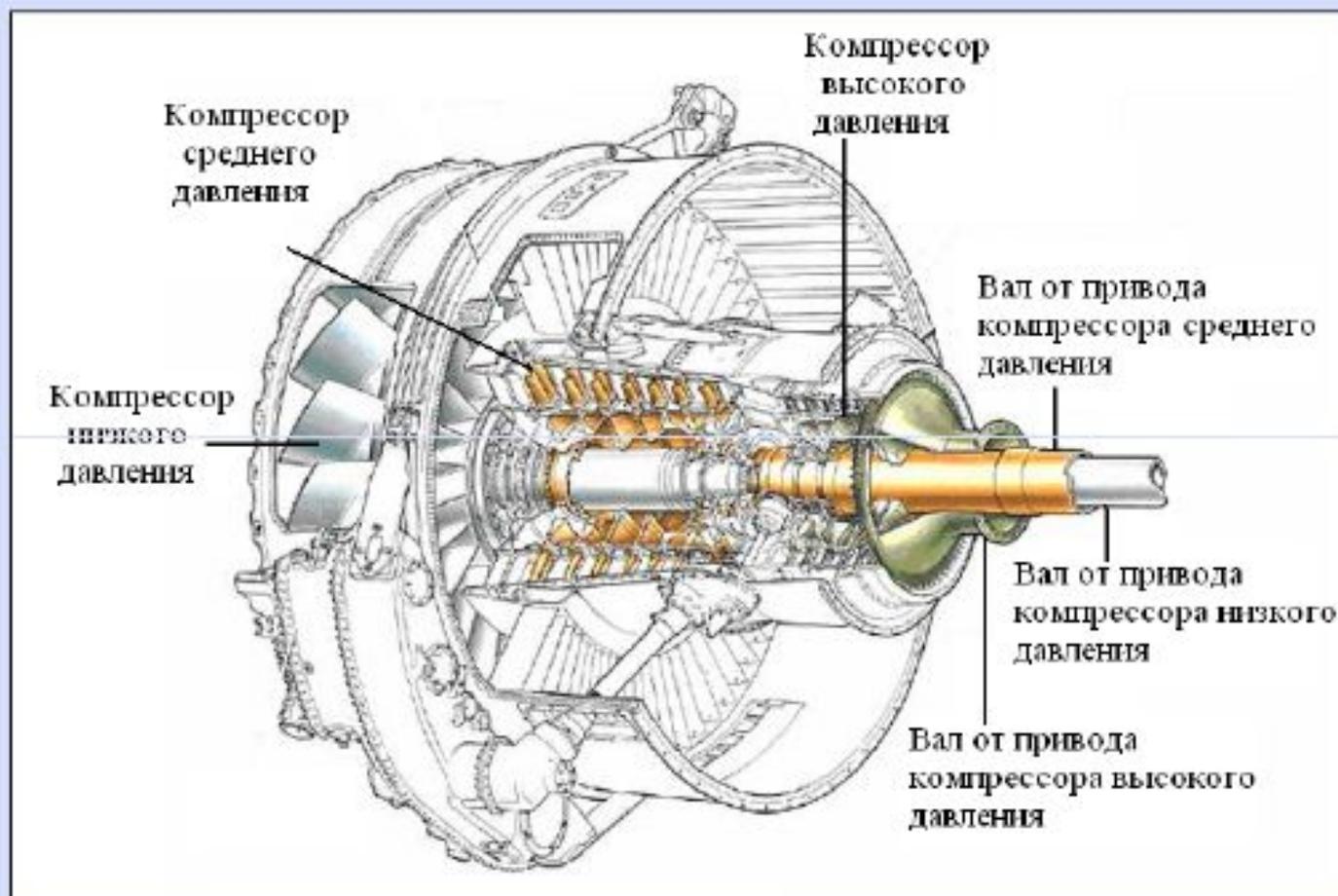


Двухкаскадный осевой компрессор



Совмещение осевого компрессора низкого и высокого давлений

Трехкаскадный осевой компрессор



Совмещение ОК низкого, среднего и высокого давления в общем силовом корпусе