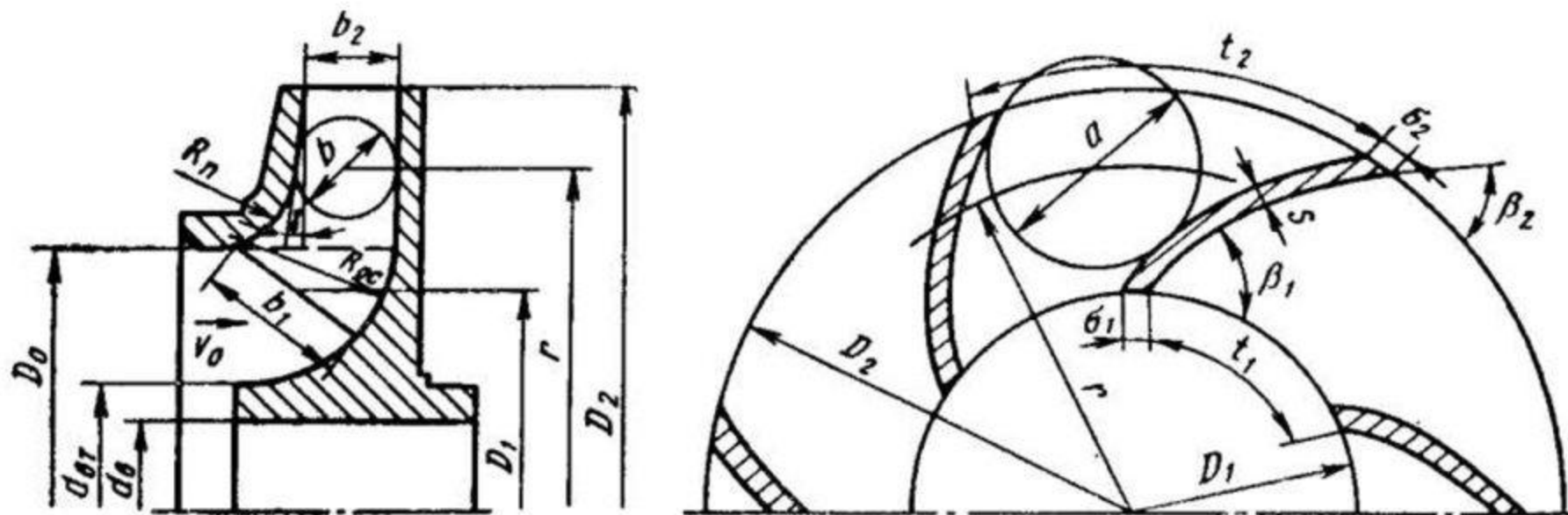


Нагнетатели

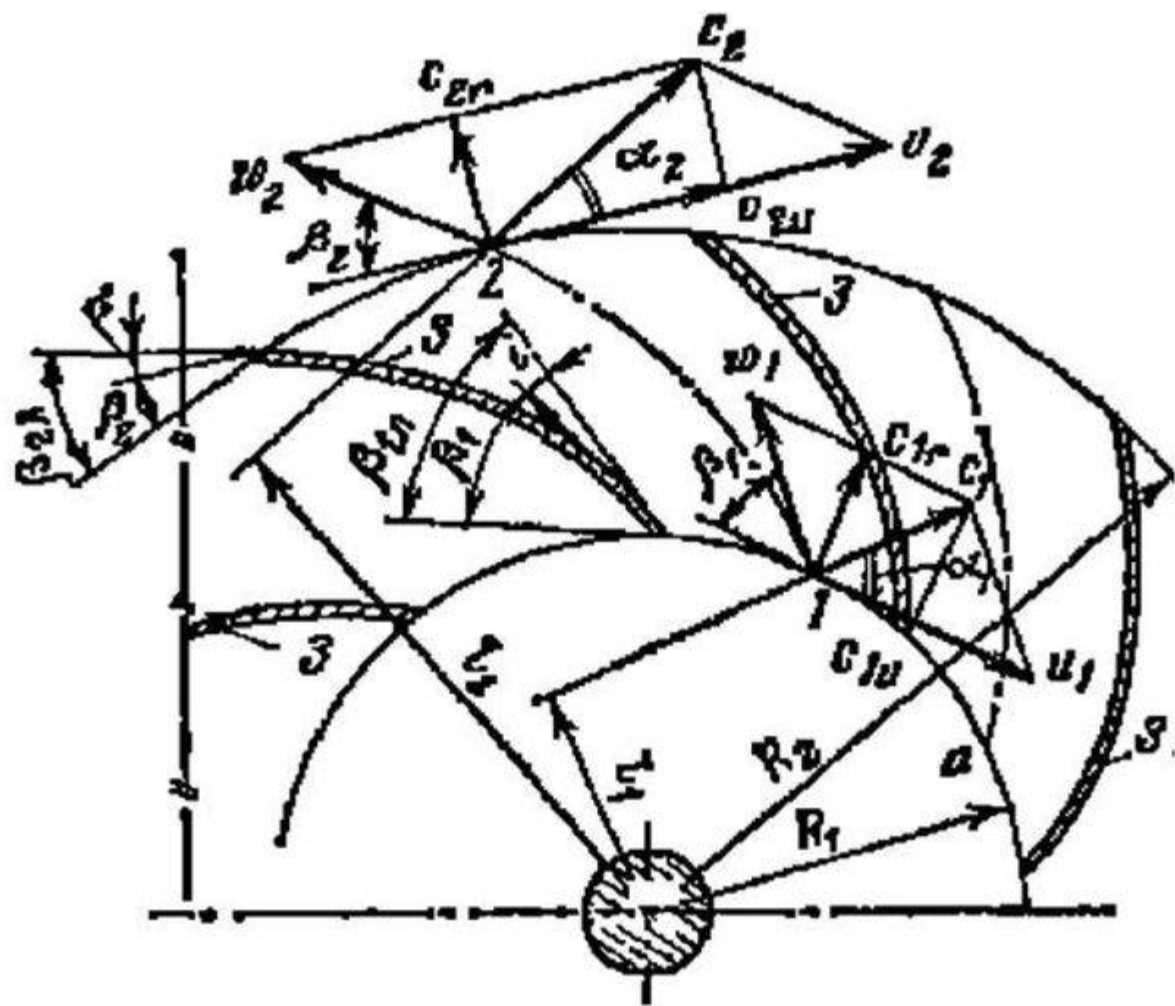
Кинематика потока в лопастных
машинах

Основные размеры центробежного колеса



d_b – диаметр вала; $d_{вт}$ – диаметр втулки (ступицы); D_0 – диаметр всасывающего отверстия; D_1 – диаметр колеса при входе потока на рабочие лопатки; D_2 – диаметр колеса при выходе потока с рабочих лопаток (наружный диаметр); b_1 – ширина лопатки при входе и выходе потока; s – толщина лопатки.

Кинематика потока в центробежном колесе



Кинематика потока

- Параметры рабочего колеса определяются кинематическими характеристиками потока:
- **окружной** скоростью u (относительно оси ротора);
- **относительной** скоростью w (относительно рабочих лопаток);
- **абсолютной** скоростью c (относительно неподвижного корпуса компрессора);
- **расходной** скоростью c_r (радиальной проекцией c) для **центробежного** колеса и c_z (осевой проекцией c) для **осевого** колеса, от которых зависит подача колеса Q ;
- **закруткой** потока c_u (проекцией c на направление окружной скорости u), от которой зависит давление колеса P .
- Для **центробежного** колеса $c_z = 0$; для **осевого** - $c_r = 0$.

Кинематика потока в центробежном колесе

- **Подача** на выходе колеса Q_2 рассчитывается по соотношению:

$$Q_2 = \pi D_2 b_2 c_{2r} \eta_o \mu_2,$$

- где $\pi = 3,14$; D_2 , м – **диаметр** колеса при выходе потока с рабочих лопаток (наружный диаметр колеса); b_2 , м – **ширина** рабочих каналов при выходе потока; c_{2r} , м/с – **расходная скорость** потока на выходе из колеса; η_o – **объемный КПД**, учитывающий утечки, μ_2 – коэффициент стеснения потока, учитывающий толщину лопаток.

Основное уравнение турбомашин

Уравнение Эйлера

- Теорема о моменте количества движения:

$$\frac{d(m \cdot c \cdot r)}{d\tau} = M_z,$$

- где M_z - момент всех внешних сил, действующих на поток относительно оси машины; m – масса рабочего тела; τ - время.

- Поскольку $\frac{dm}{d\tau} = G$, $U = \omega \cdot r$, выполнив преобразования,

- получим:

$$G(c_2 \cdot r_2 \cdot \omega - c_1 \cdot r_1 \cdot \omega) = M_z \cdot \omega,$$

- или
$$h_\tau = U_2 \cdot c_{2u} - U_1 \cdot c_{1u} = \frac{M_z \cdot \omega}{G}, \text{ [Дж/кг]}.$$

Уравнение Эйлера

- **Давление** на выходе из колеса P определяется по уравнению **Эйлера**:

$$P = \rho \cdot \eta_r \cdot (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}), \text{ [Па]}$$

- где ρ – **плотность** газа; η_r – **гидравлический** КПД.

- **Напор** колеса:

$$H = \frac{\eta_r \cdot (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})}{g}, \text{ [м]}$$

- Для повышения давления закрутка потока на входе в колесо устраняют: $c_{1u} = 0$. При **регулировании** подачи ТДМ и некоторых насосов входным направляющим аппаратом (**ВНА**) создается положительная закрутка потока $c_{1u} > 0$. При этом **давление и подача** машины **уменьшаются**.

Уравнение Эйлера

- **Давление** на выходе из колеса P определяется по уравнению **Эйлера**:

$$P = \rho \cdot \eta_r \cdot (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}), \text{ [Па]}$$

- где ρ – **плотность** газа; η_r – **гидравлический** КПД.
- **Напор** колеса:

$$H = \frac{\eta_r \cdot (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})}{g}, \text{ [м]}$$

- Для повышения давления закрутка потока на входе в колесо устраняют: $c_{1u} = 0$. При **регулировании** подачи ТДМ и некоторых насосов входным направляющим аппаратом (**ВНА**) создается положительная закрутка потока $c_{1u} > 0$. При этом **давление и подача** машины **уменьшаются**.

Кинематика потока в осевом колесе

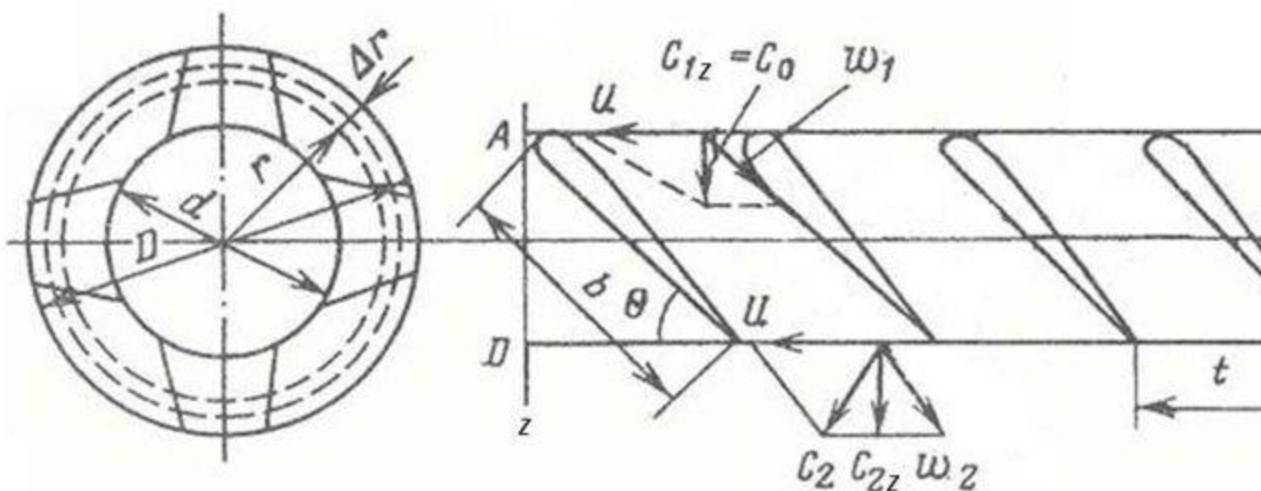
Напор осевого колеса

$$u_1 = u_2 = u$$

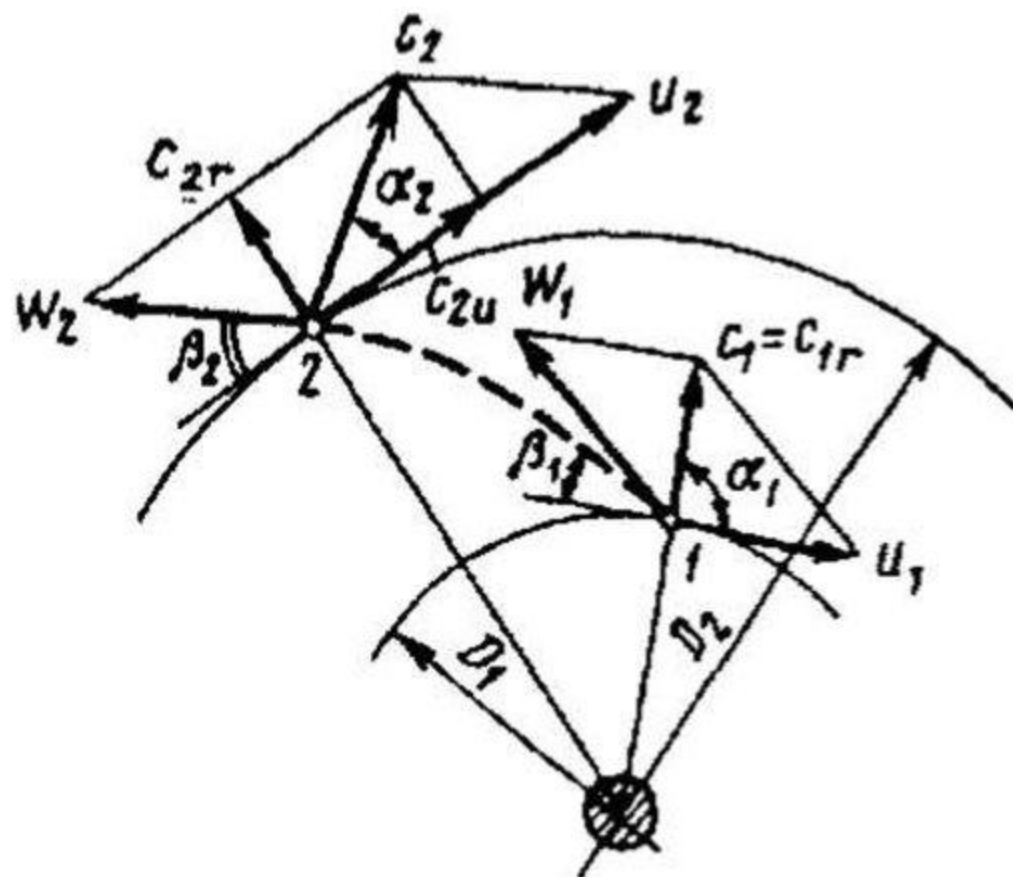
$$h = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

$$h_{\alpha} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

$$h_{\sigma} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$



Кинематика потока в центробежном колесе Номинальный режим



Кинематика потока в центробежном колесе

Номинальный режим

$$h_{\text{ок}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

$$\alpha_1 = 90^\circ; c_1 = c_{1r} = c_{2r};$$

$$h_{\text{ок}} = \frac{c_2^2 - c_{1r}^2}{2} = \frac{c_2^2 - c_{2r}^2}{2},$$

$$c_2^2 = c_{2u}^2 + c_{2r}^2,$$

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

$$c_2^2 = c_{2r}^2 + (u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2)^2,$$

$$h_{\text{ок}} = \frac{(u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2)^2}{2},$$

Кинематика потока в центробежном колесе

Номинальный режим

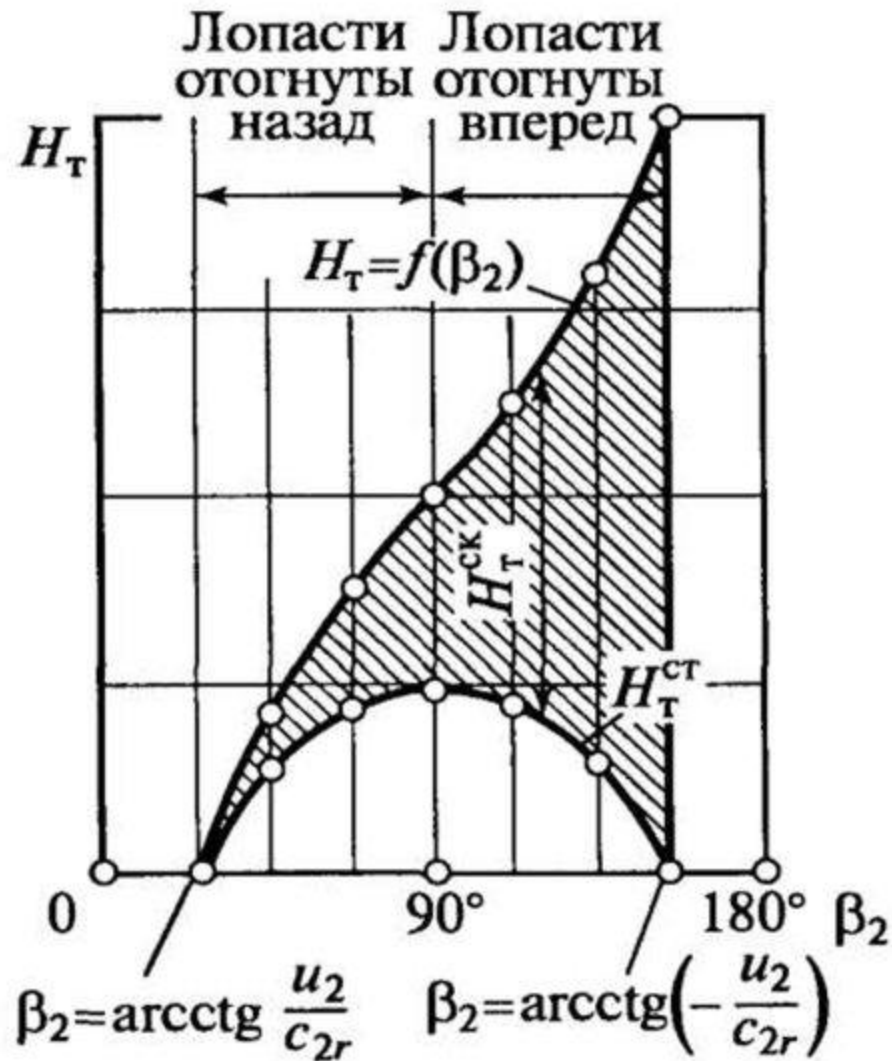
$$h = u_2 c_{2u}$$

$$h_{\text{кр}} = h - h_{\text{ск}} = u_2 c_{2u} - \frac{(u_2 - c_{2r} \text{ctg} \beta_2)^2}{2} = \frac{u_2^2 - (c_{2r} \text{ctg} \beta_2)^2}{2}$$

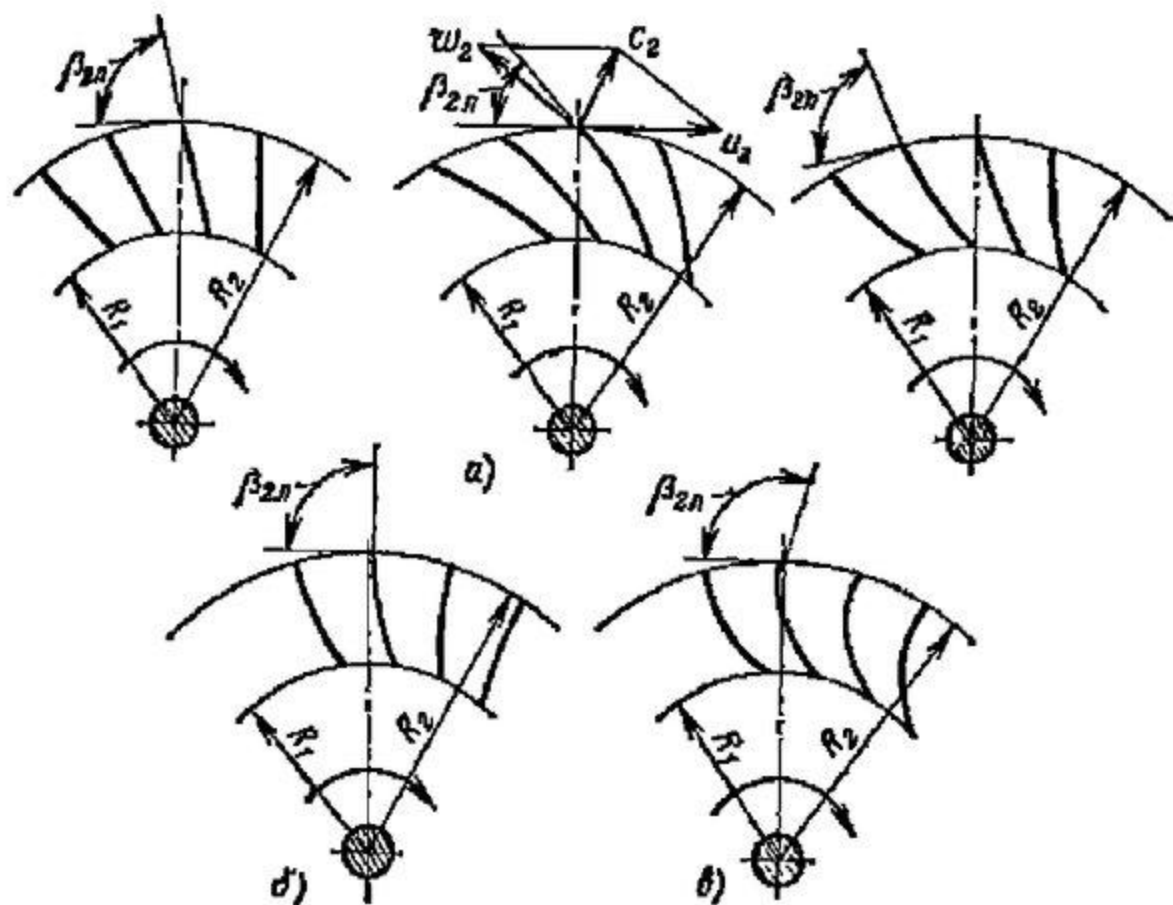
$$h = 0$$

$$\beta_2 = \text{arcctg} \left(-\frac{u_2}{c_{2r}} \right); \beta_2 = \text{arcctg} \left(\frac{u_2}{c_{2r}} \right)$$

Влияние угла выхода потока на напор центробежного колеса



Типы центробежных колес

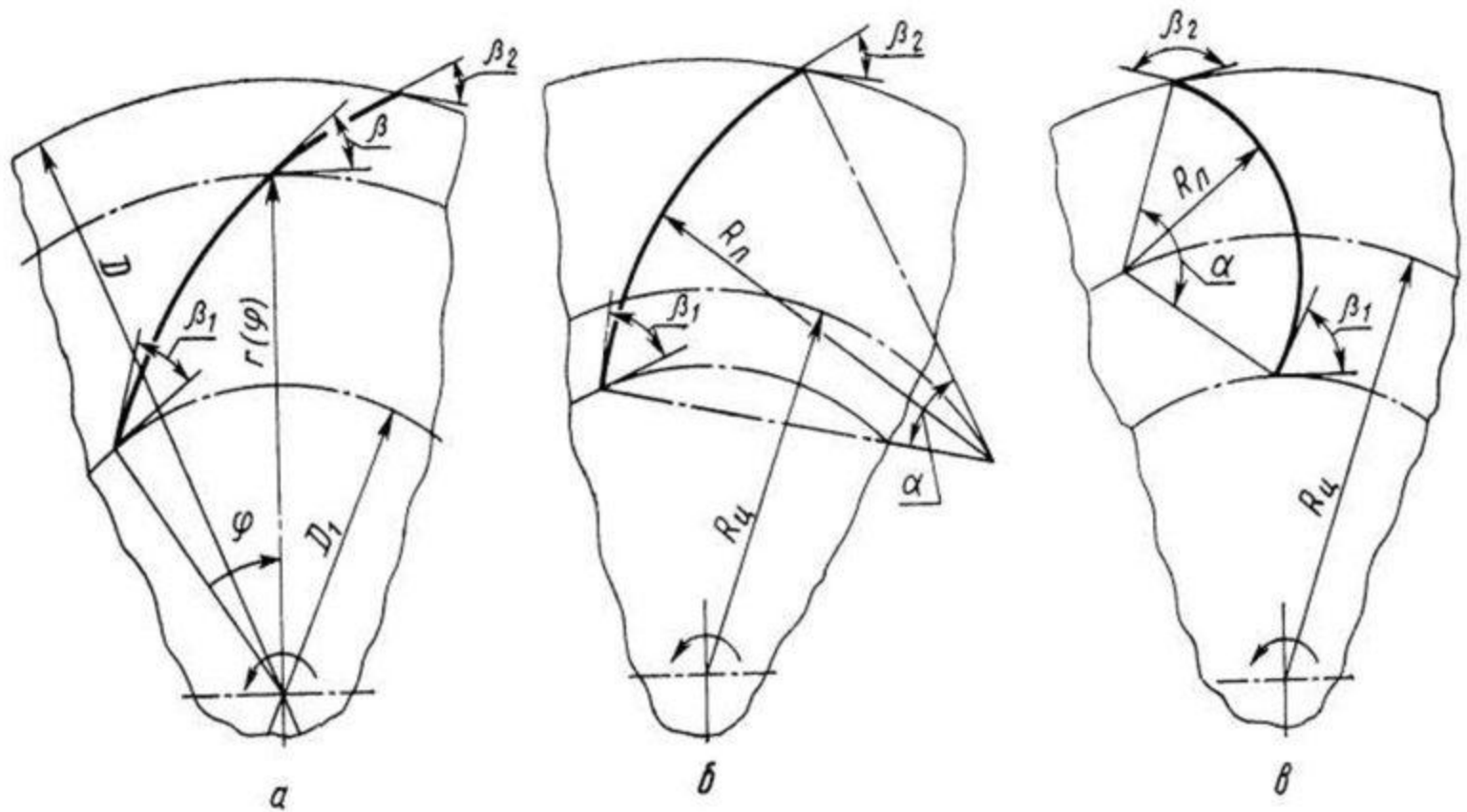


а) $\beta_{2л} < 90^\circ$ лопатки загнуты назад

б) $\beta_{2л} = 90^\circ$ радиальные лопатки

в) $\beta_{2л} > 90^\circ$ лопатки загнуты вперед

Сечения листовых лопаток



- а, б – загнутых вперед; в – загнутых назад

Кинематика потока

- Полный напор H – сумма статического и скоростного напоров:

- $H = H_{ст} + H_{ск}$.

- Увеличение угла выхода потока $\beta_{2л}$ приводит к росту полного напора.
- При $\beta_{2л} = 90^\circ$ статическая и скоростная составляющая полного напора одинаковы.
- При $\beta_{2л} > 90^\circ$ в полном напоре P преобладает скоростная составляющая, а при $\beta_{2л} < 90^\circ$ - статическая.

Кинематика потока

- **Насос** в отличие от **тягодутьевых машин** предназначен прежде всего для создания **высокого статического** напора, которое могут обеспечить только рабочие колеса с **лопатками отогнутыми назад** по отношению к направлению вращения колеса.
- Колеса такого типа имеют **максимальный гидравлический КПД** и поэтому являются предпочтительными и для **энергетических ТДМ**. Кроме того они создают минимальный **аэродинамический шум**.
- Для **насосов** характерен диапазон $\beta_{2л} = 20 \div 25^\circ$.
- У **ТДМ** возможный диапазон значений $\beta_{2л} = 10 \div 170^\circ$.

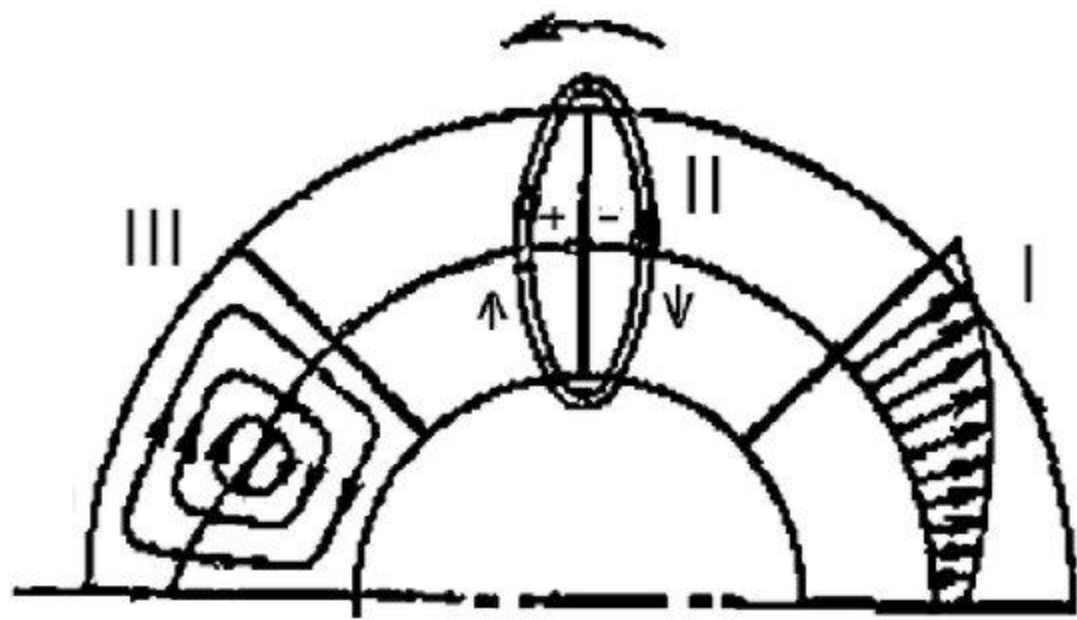
Формула Пфлейдерера (число лопастей)

Потери в каналах рабочего колеса связаны с **трением** потока о стенки и **вихреобразованием**. В узких каналах велико влияние пристенного трения, а в широких – вихреобразования.

Оптимизация потерь достигается при соотношении средней ширины и длины канала 1:2, что достигается выбором числа лопастей рабочего колеса по формуле Пфлейдерера:

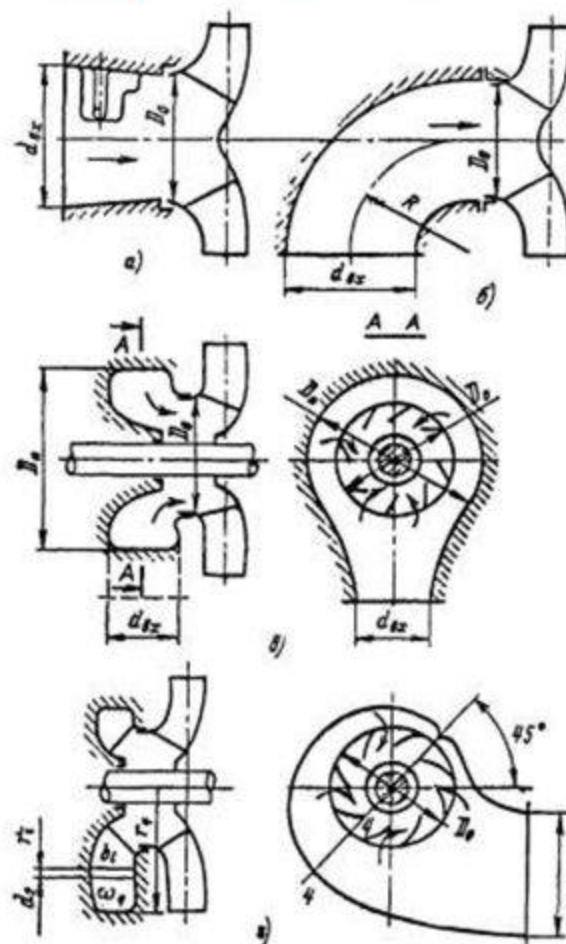
$$z = 6,5 \frac{m + 1}{m - 1} \sin \frac{\beta_{1л} + \beta_{2л}}{2}; \quad m = D_2/D_1.$$

Действительное течение в центробежном колесе



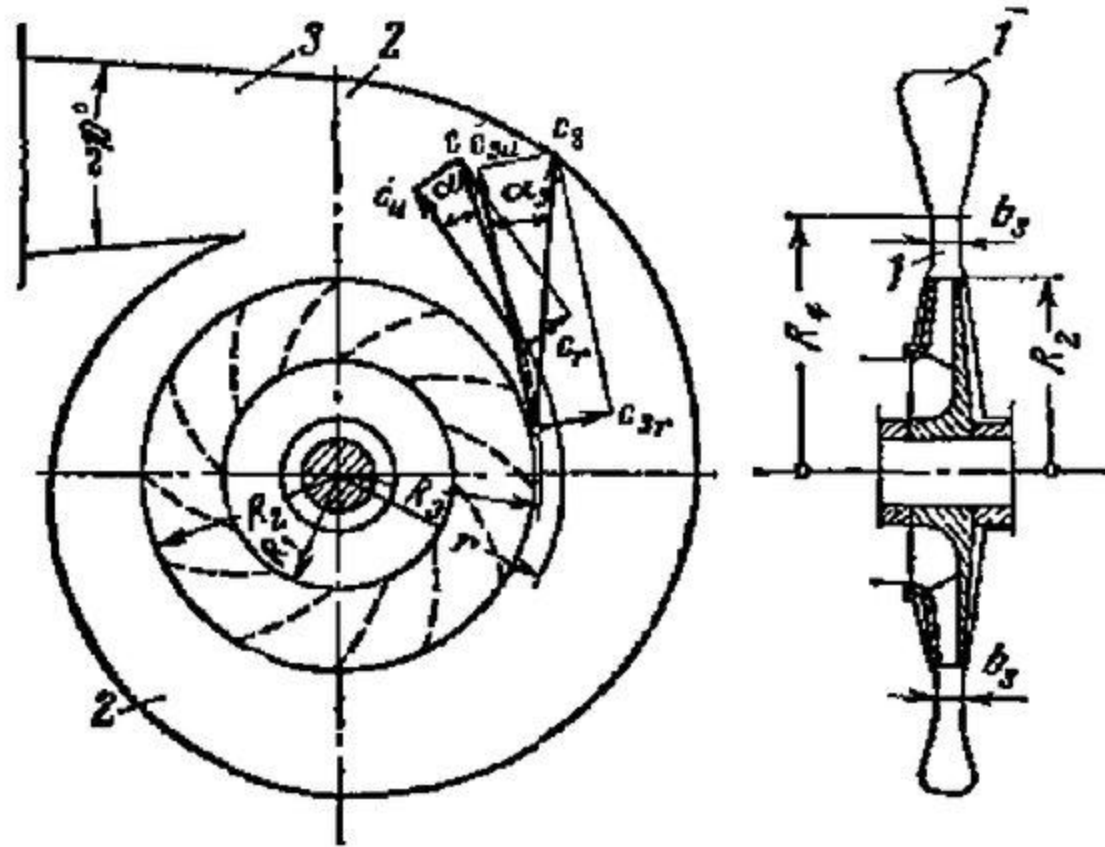
$$c_{2u} \downarrow, h \downarrow;$$

Схемы подводов центробежных машин

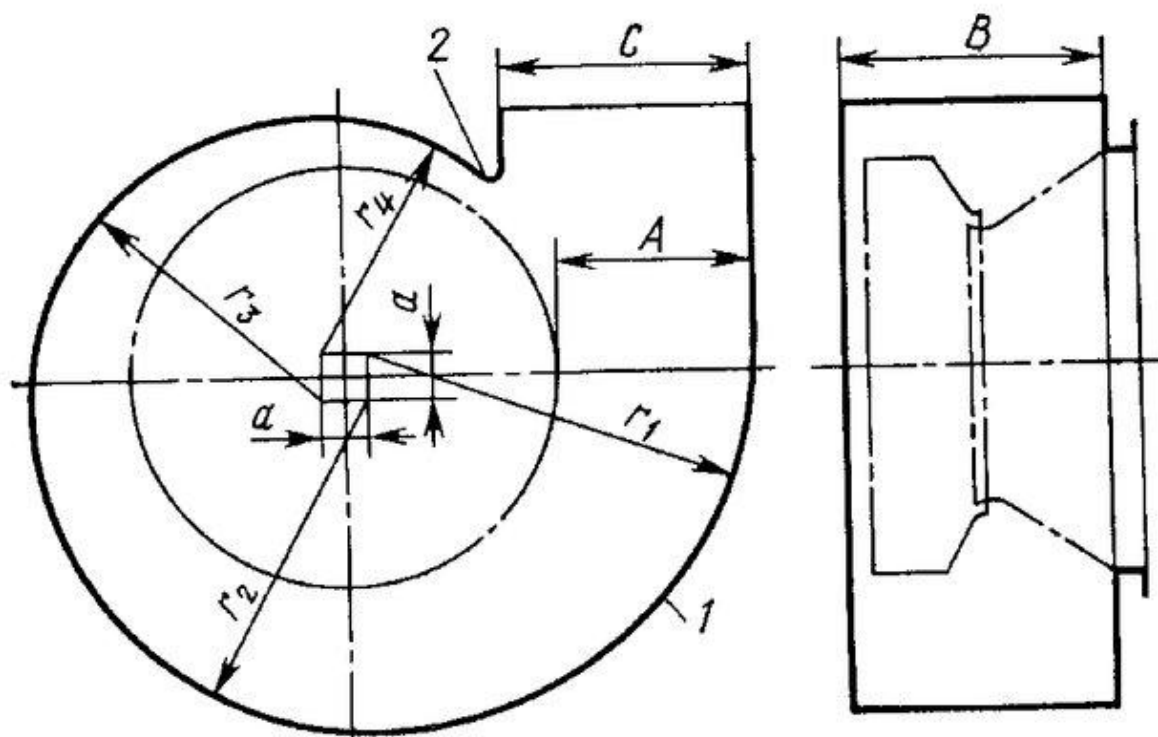


- a – осевой; $б$ – боковой (в виде колена); $в$ – боковой кольцевой;
 - $г$ – боковой полуспиральный

Центробежная машина с кольцевым и спиральным отводами

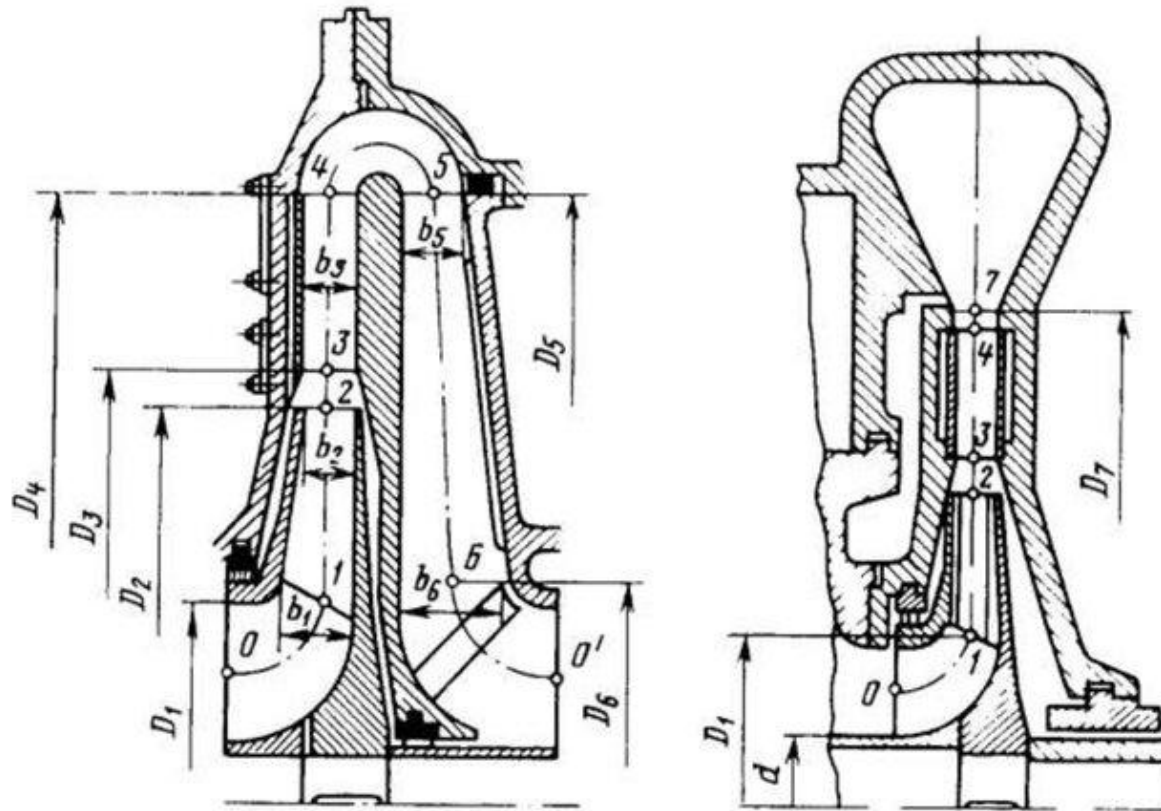


Спиральный корпус (улитка) вентилятора



- 1 – обечайка; 2 – язык

Конструкция центробежных ступеней



- Промежуточная (а) и концевая ступени (б) центробежного компрессора