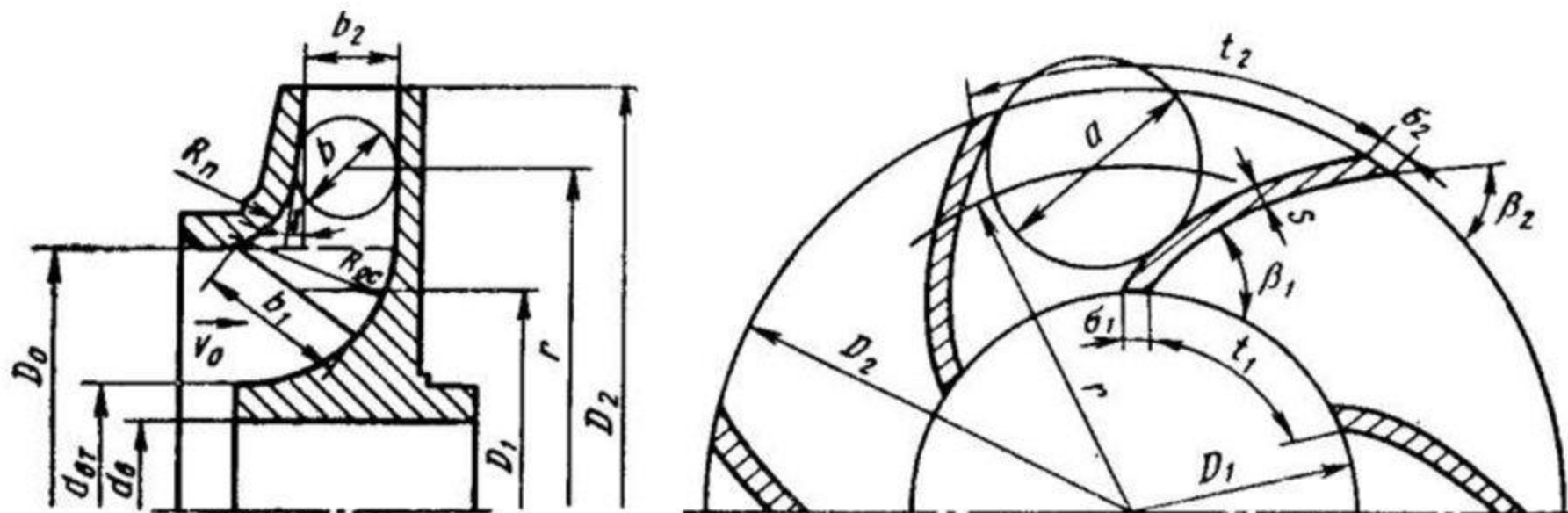




# Нагнетатели

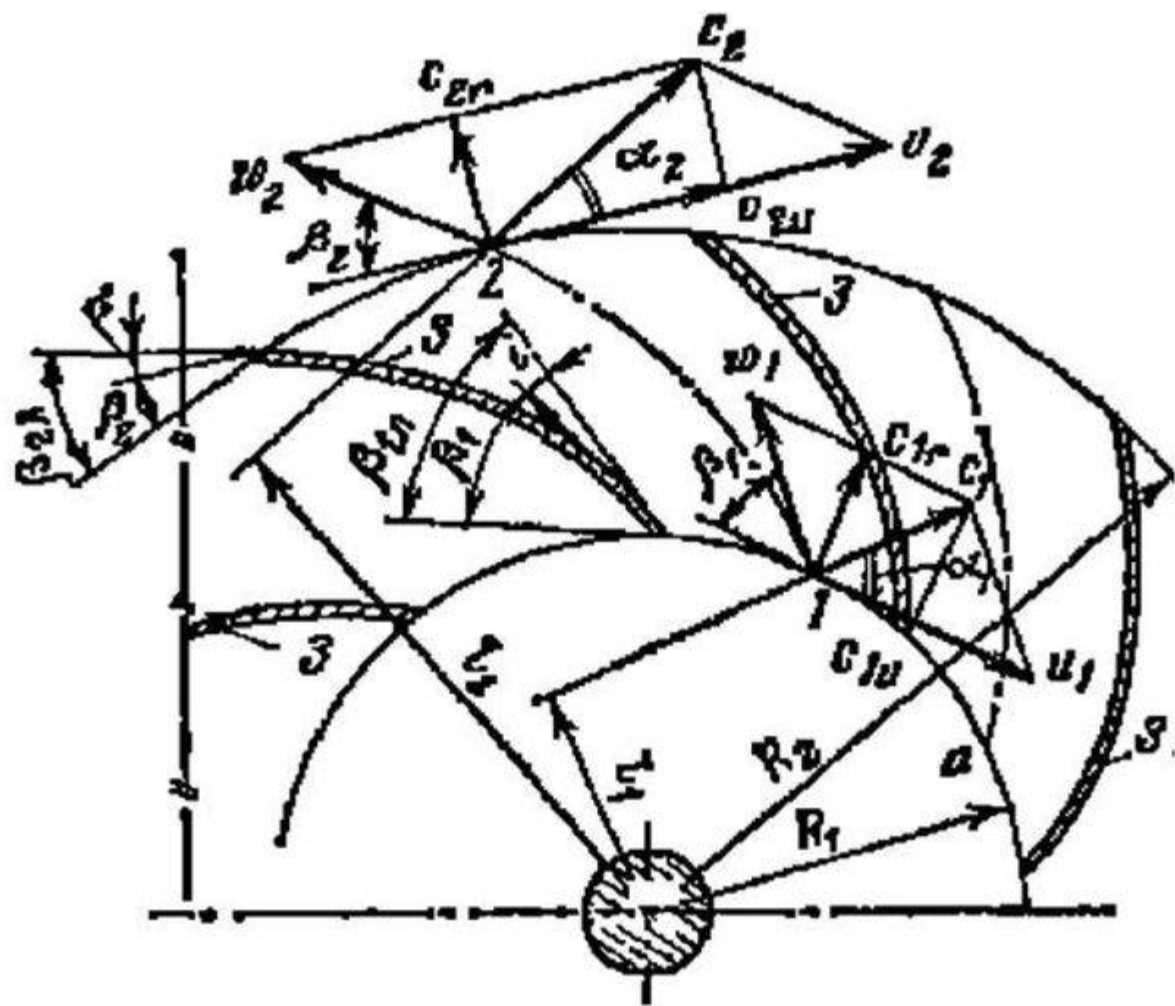
Кинематика потока в лопастных  
машинах

# 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** -  $c_r = 0$ .

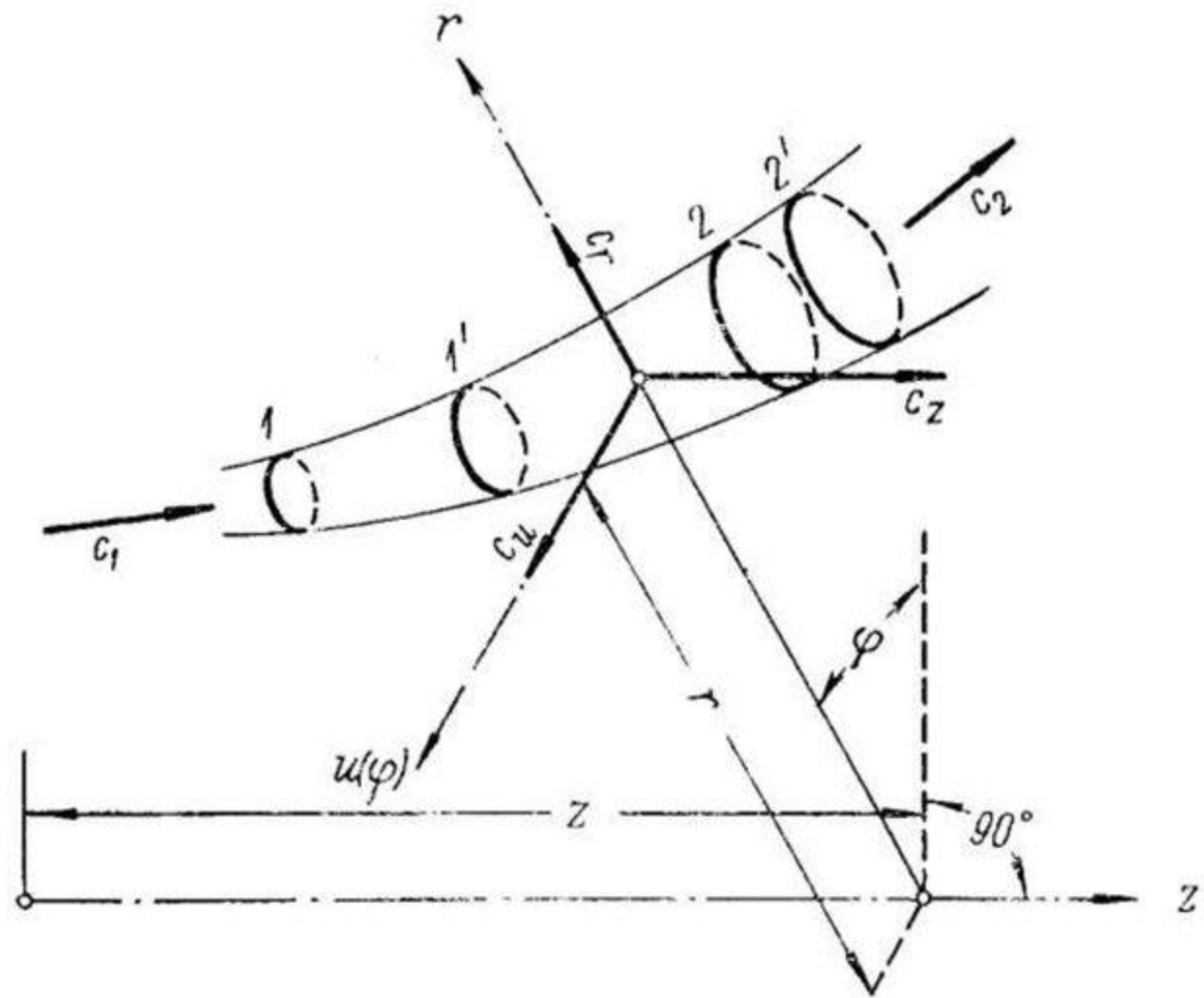
# Кинематика потока в центробежном колесе

- **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;  $\eta_o$  – **объемный КПД**, учитывающий утечки,  $\mu_2$  – коэффициент стеснения потока, учитывающий толщину лопаток.

# Схема движения рабочей среды в межлопастном канале



# 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;  $\tau$  - 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  $\rho$  – **плотность** газа;  $\eta_r$  – **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  $\rho$  – **плотность** газа;  $\eta_r$  – **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

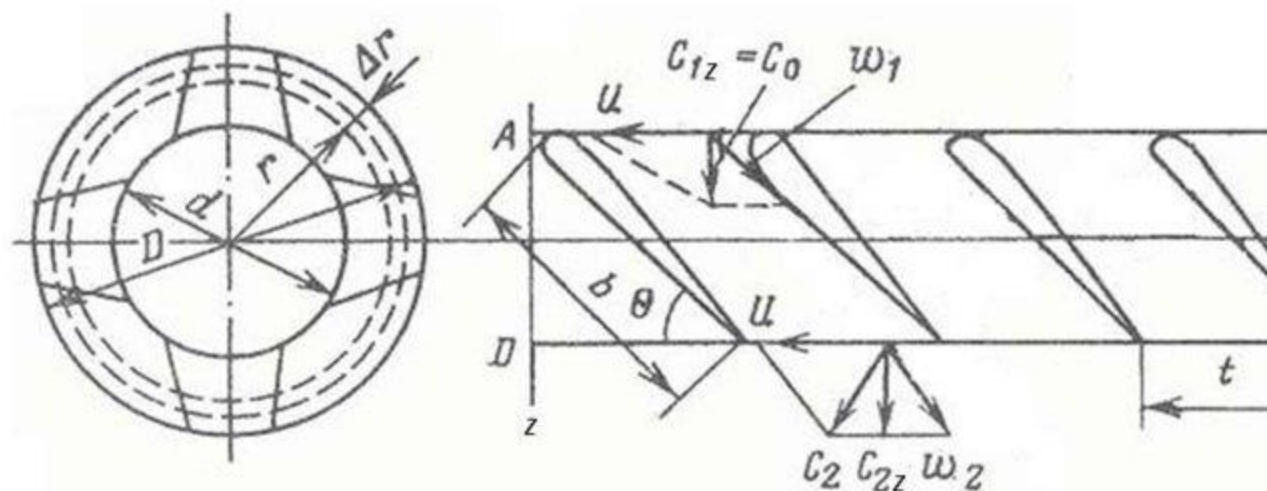
## Напор осевого колеса

$$u_1 = u_2 = u$$

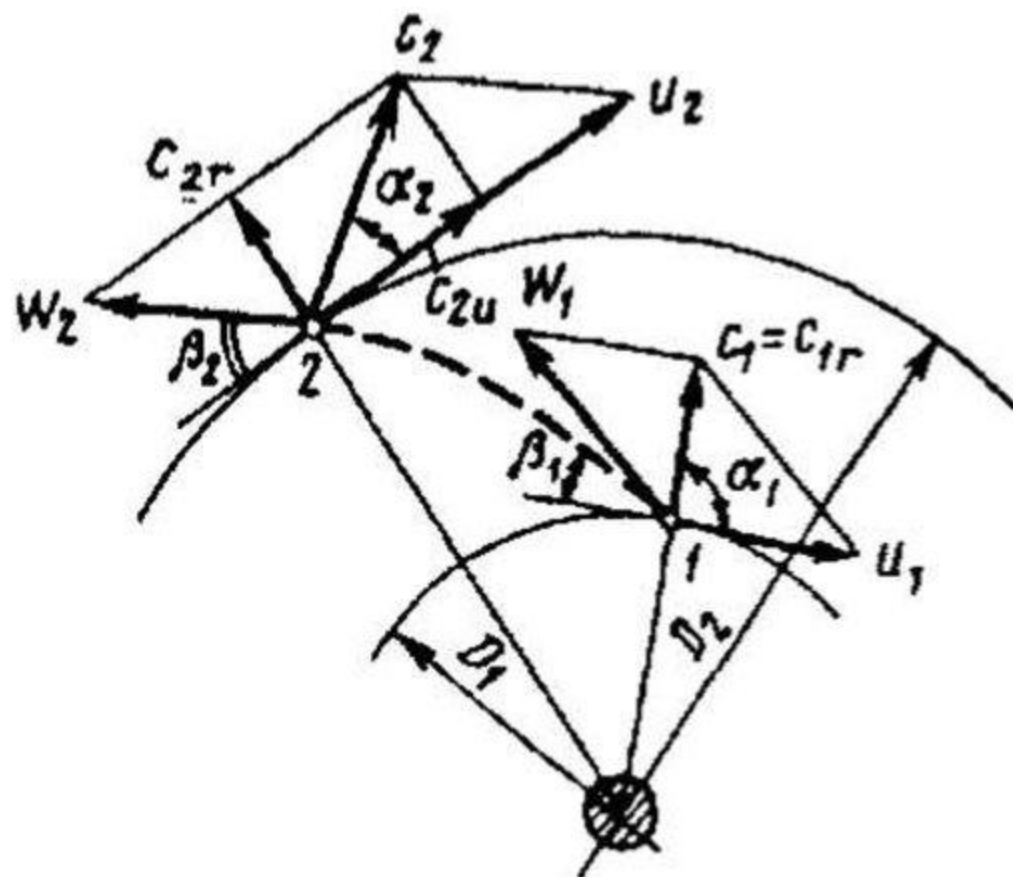
$$h = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

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

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



# 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

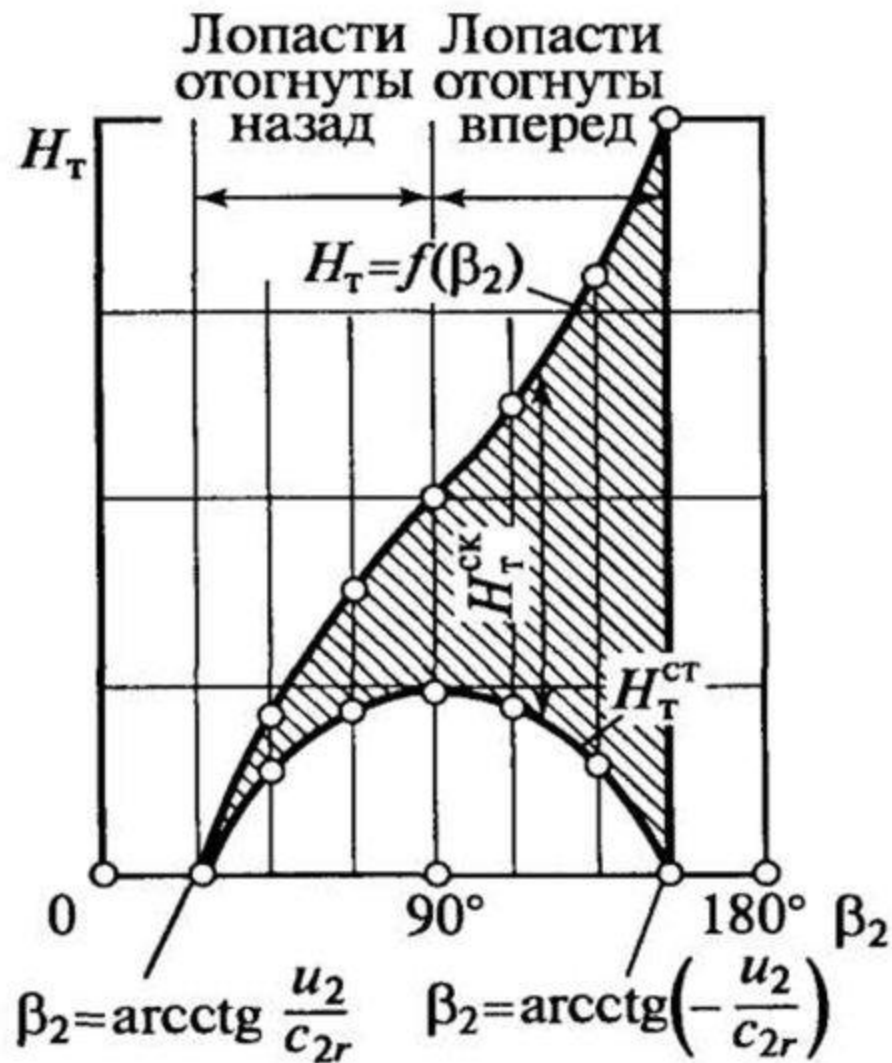
$$h = u_2 c_{2u}$$

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

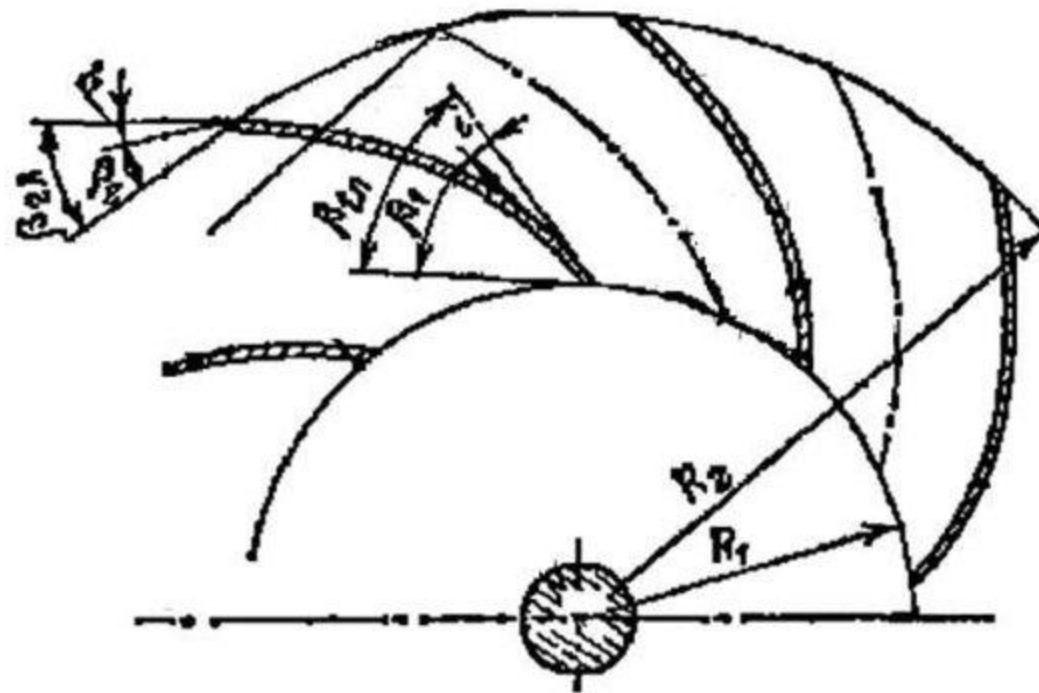
$$h = 0$$

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

# Влияние угла выхода потока на напор центробежного колеса



# Кинематические и геометрические угловые характеристики

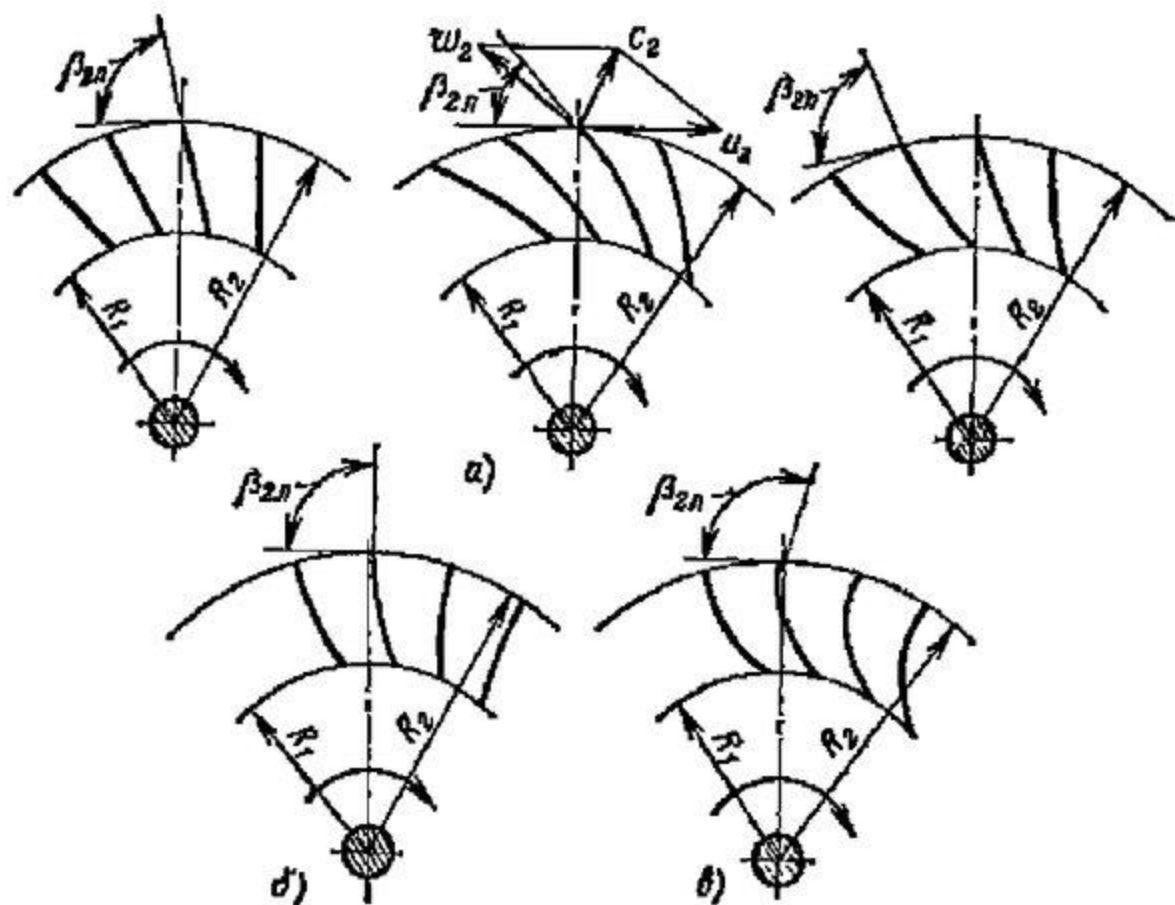


$i = \beta_{1n} - \beta_1$  - угол атаки;

$\sigma = \beta_{1n} - \beta_1$  - угол отставания;



# Типы центробежных колес

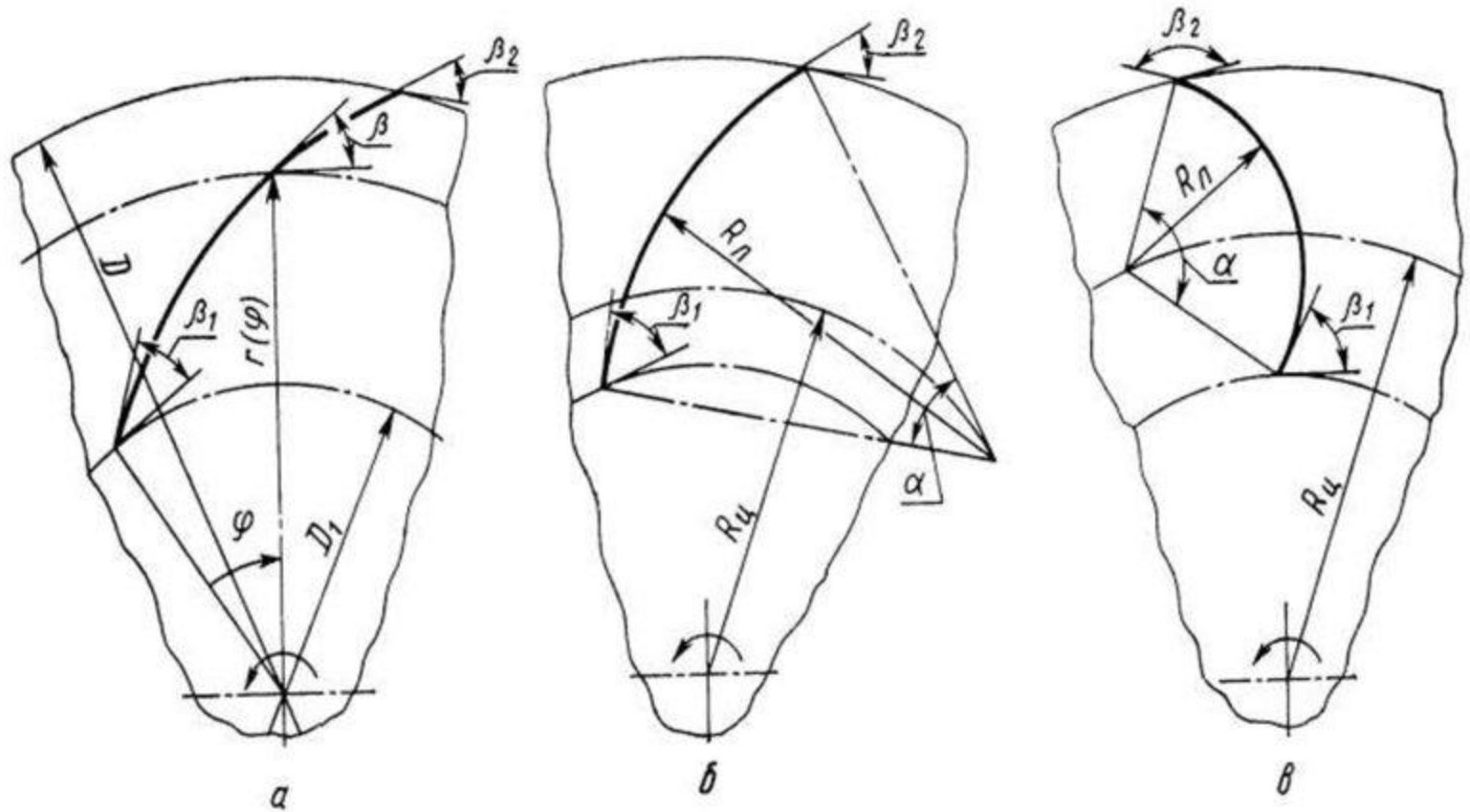


а)  $\beta_{2л} < 90^\circ$  лопатки загнуты назад

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

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

# Сечения листовых лопаток



- *a*, *b* – загнутых вперед; *v* – 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  $\beta_{2л} = 10 \div 170^\circ$ .

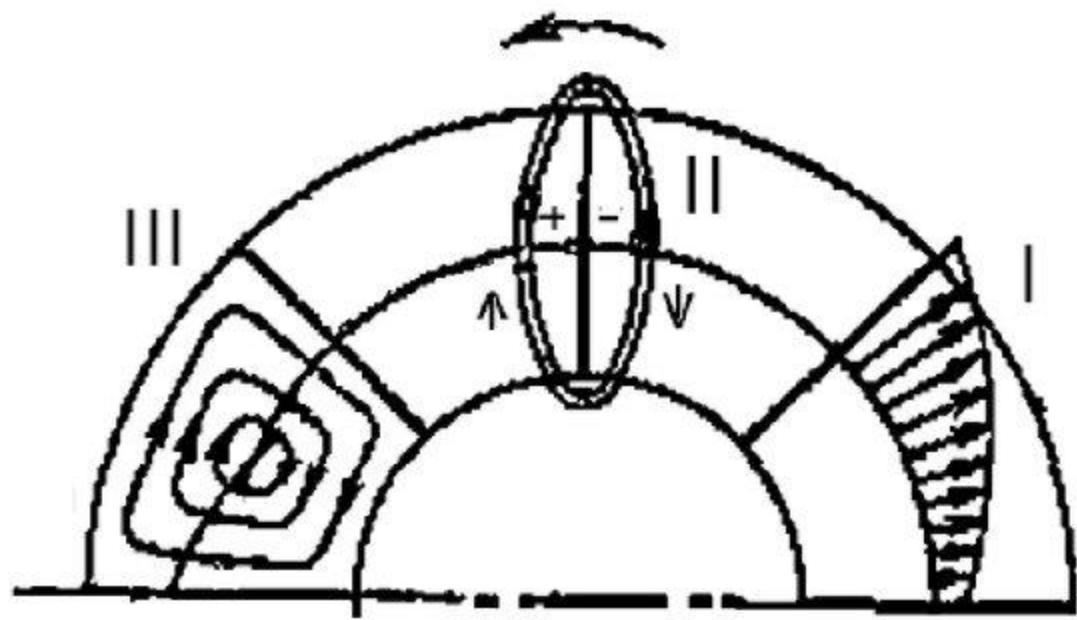
## Формула Пфлейдерера (число лопастей)

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:

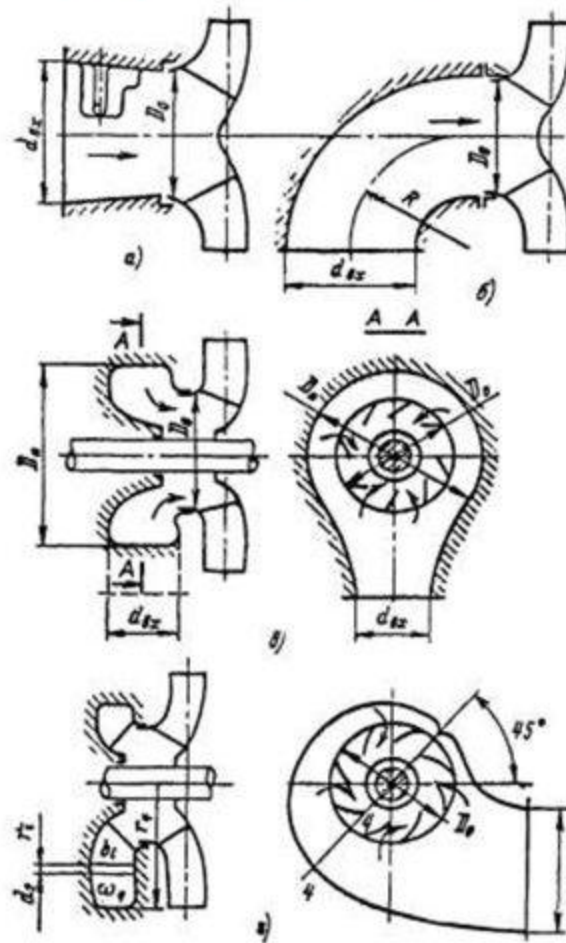
$$z = 6,5 \frac{m + 1}{m - 1} \sin \frac{\beta_{1л} + \beta_{2л}}{2}; \quad m = D_2/D_1.$$

# Действительное течение в центробежном колесе



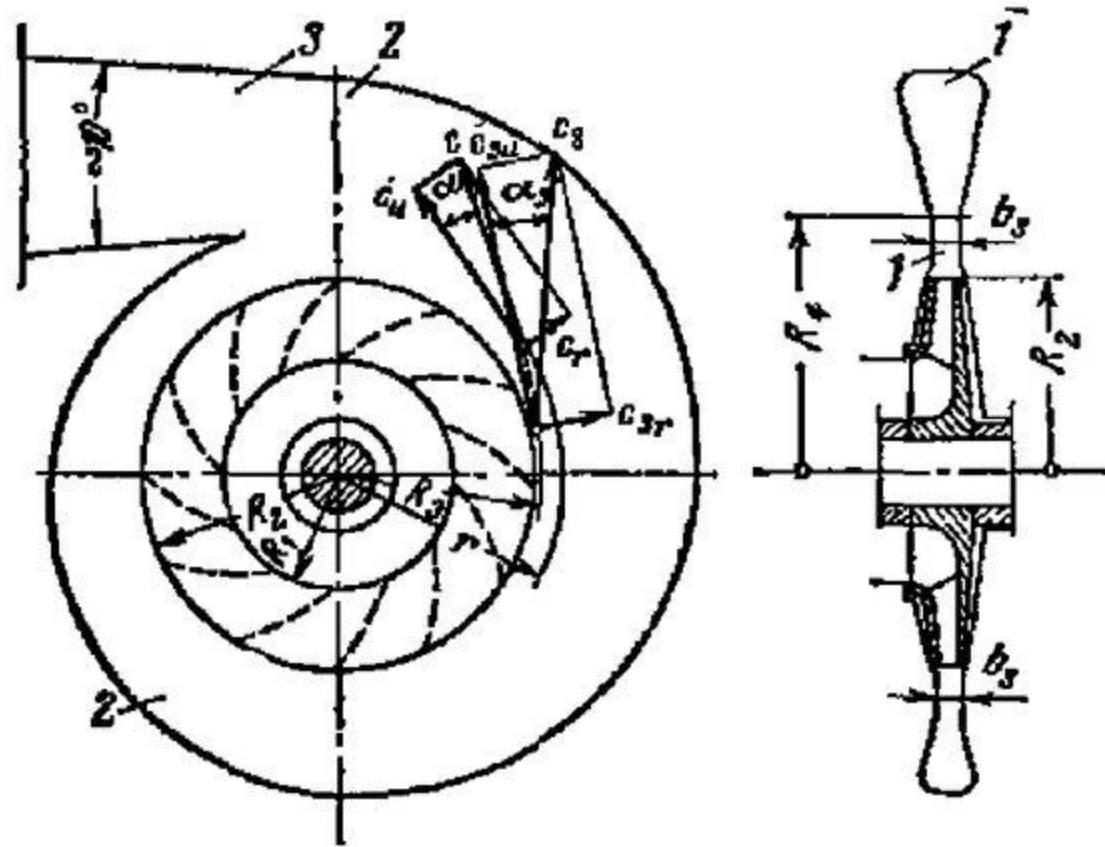
$$c_{2u} \downarrow, h \downarrow;$$

# Схемы подводов центробежных машин



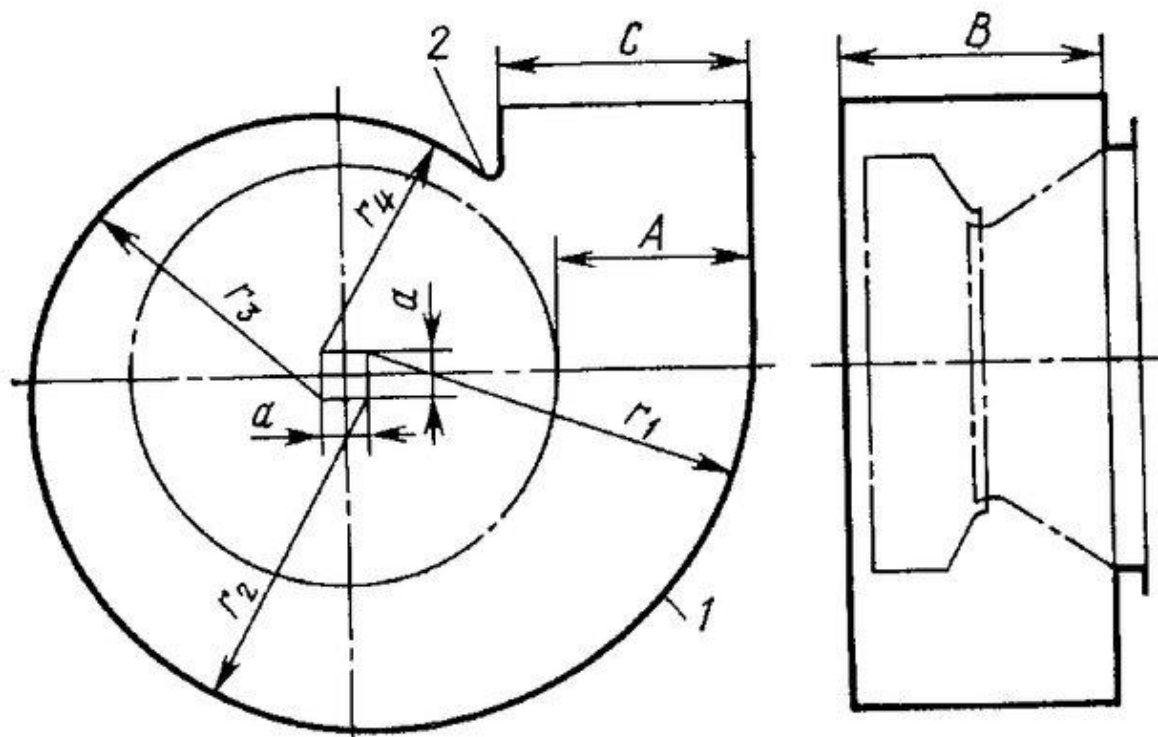
- $a$  – осевой;  $б$  – боковой (в виде колена);  $в$  – боковой кольцевой;
- $г$  – боковой полуспиральный

# Центробежная машина с кольцевым и спиральным отводами



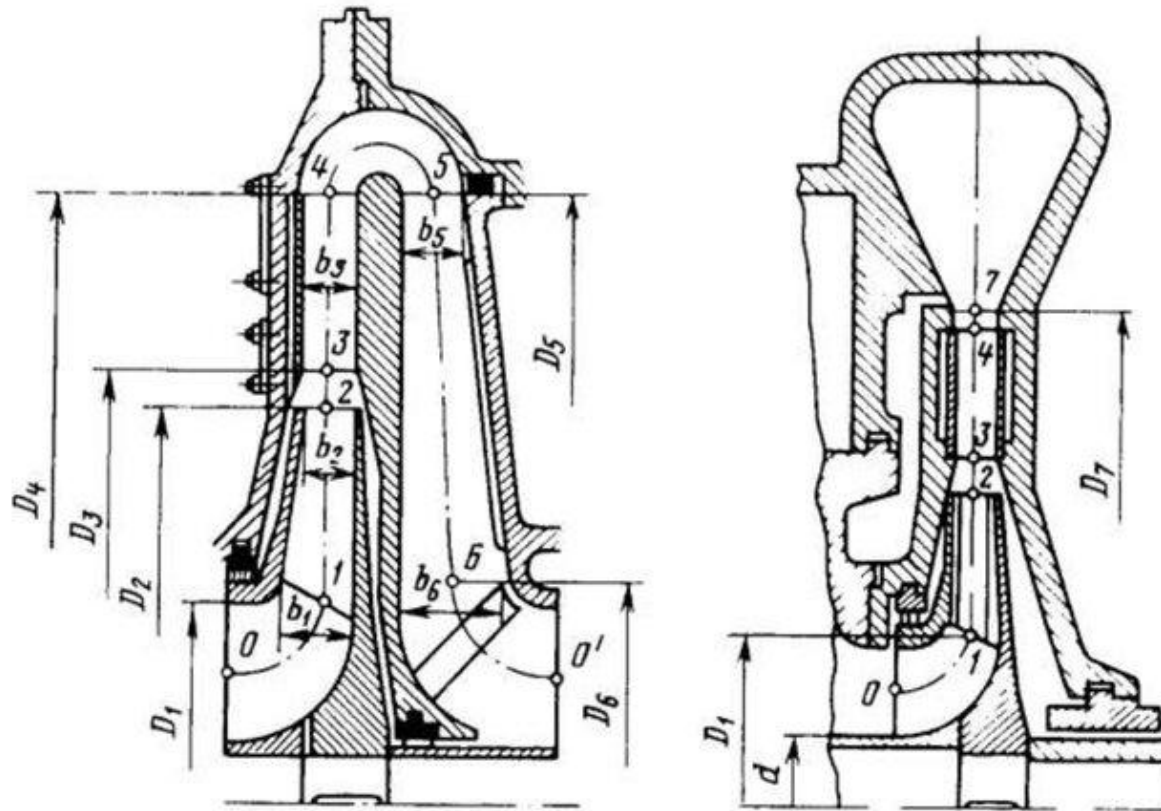


# Спиральный корпус (улитка) вентилятора



- 1 – обечайка; 2 – язык

# Конструкция центробежных ступеней



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