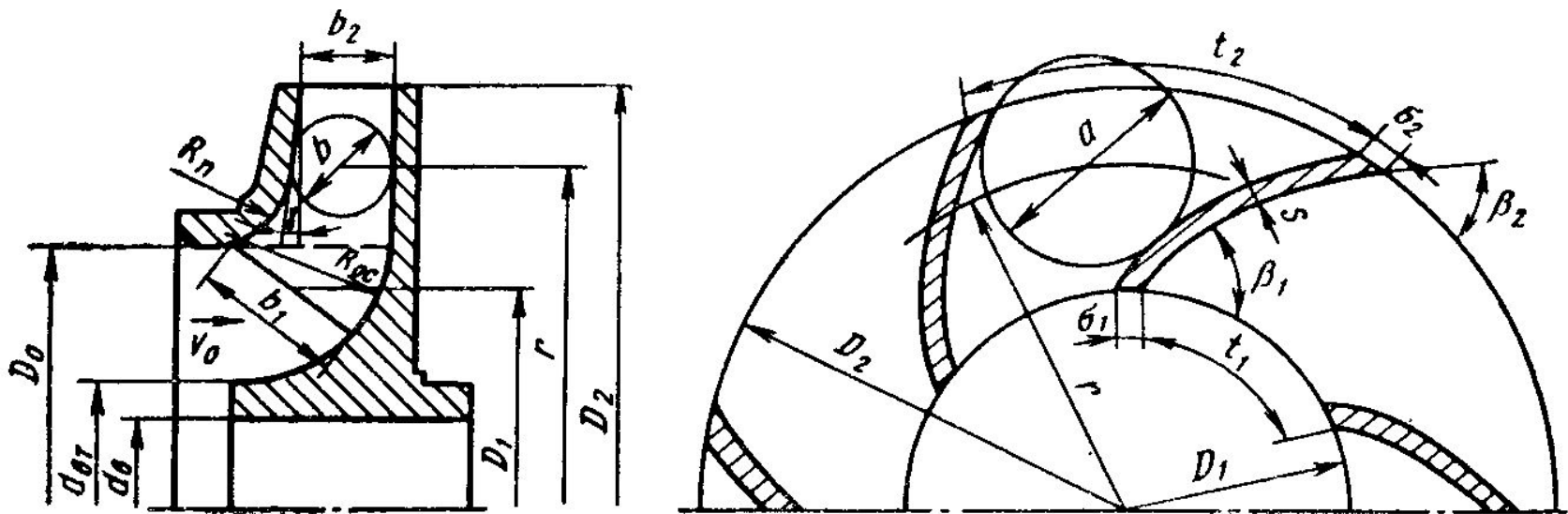


# Нагнетатели

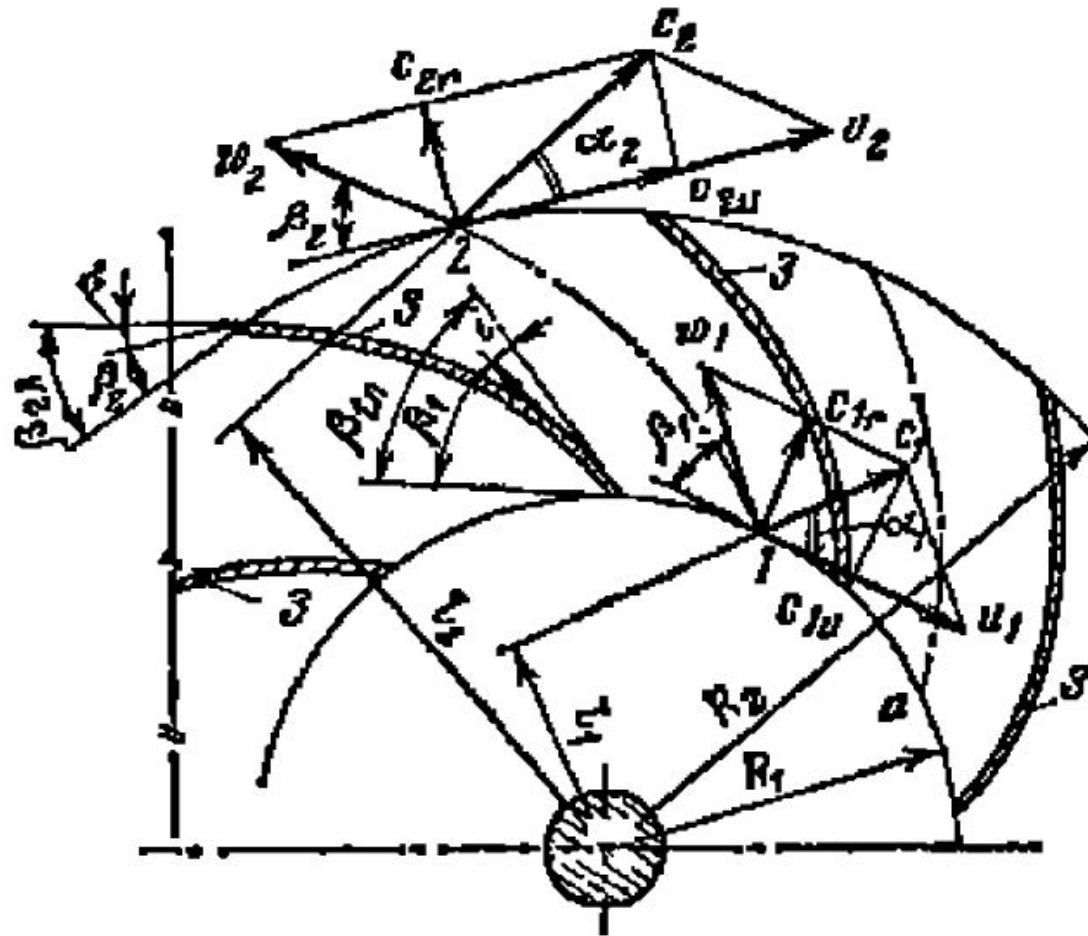
Кинематика потока в лопастных  
машинах

# Основные размеры центробежного колеса



$d_b$  – диаметр вала;  $d_{\text{вт}}$  – 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 – 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** -  $c_r = 0$ .

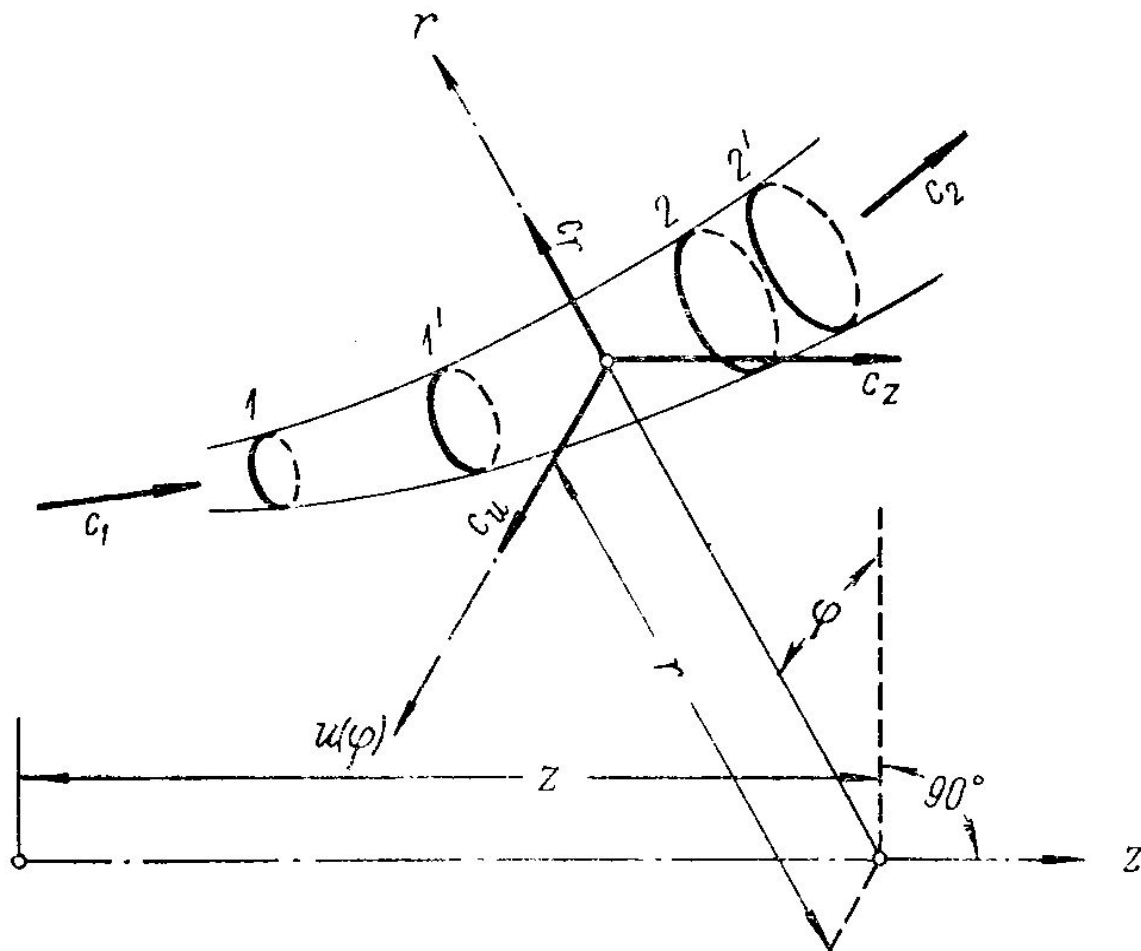
# Кинематика потока в центробежном колесе

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

$$Q_2 = \pi D_2 b_2 c_{2r} \eta \mu ,$$

- 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;  $\eta_0$  – **объемный КПД**, учитывающий утечки,  $\mu_2$  – коэффициент стеснения потока, учитывающий толщину лопаток.

# Схема движения рабочей среды в межлопастном канале



# Основное уравнение турбомашины

## 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  $\frac{dm}{d\tau} = G$ ,  $U = \omega r$ , 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**:

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

- 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 <sup>g</sup> 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 центробежном колесе

## Напор центробежного колеса

$$c^2 = c_u^2 + c_r^2,$$

$$w^2 = c_r^2 - (u - c_u)^2,$$

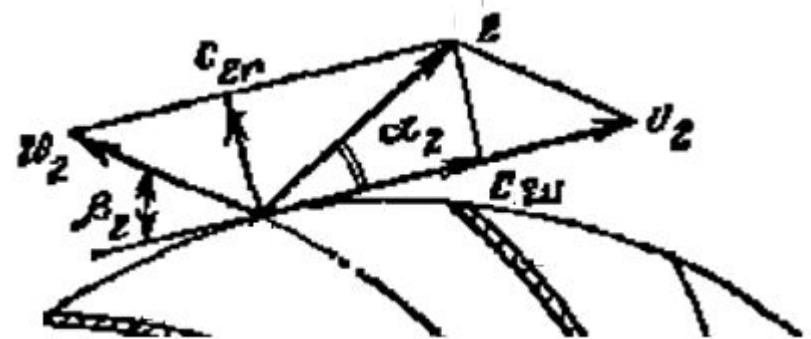
$$w^2 = u^2 + c^2 - 2uc_u,$$

$$uc = \frac{u^2 + c^2 - w^2}{2},$$

$$h = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

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

$$h_{\text{кр}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$



# Кинематика потока в осевом колесе

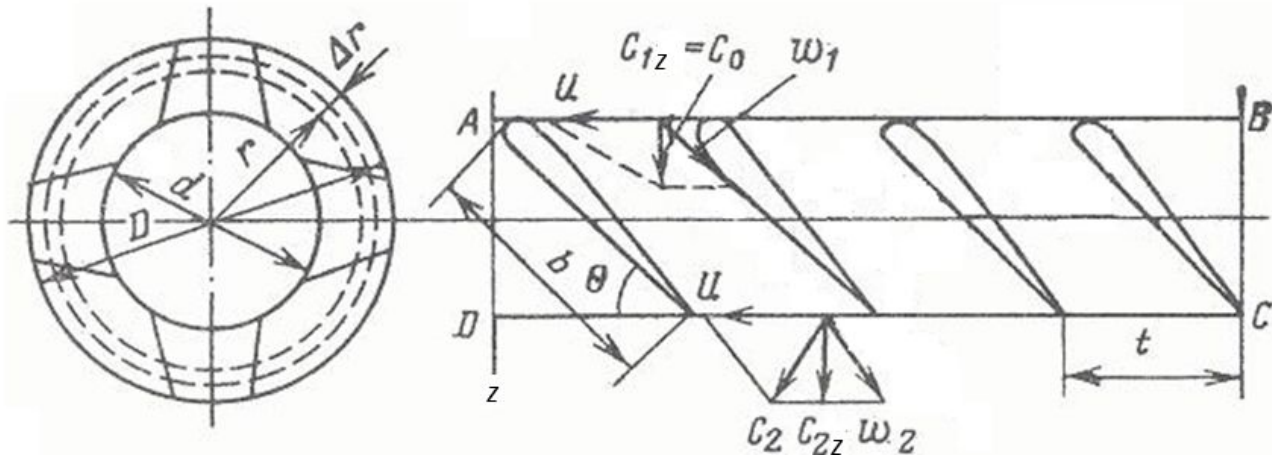
## Напор осевого колеса

$$u_1 = u_2 = u$$

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

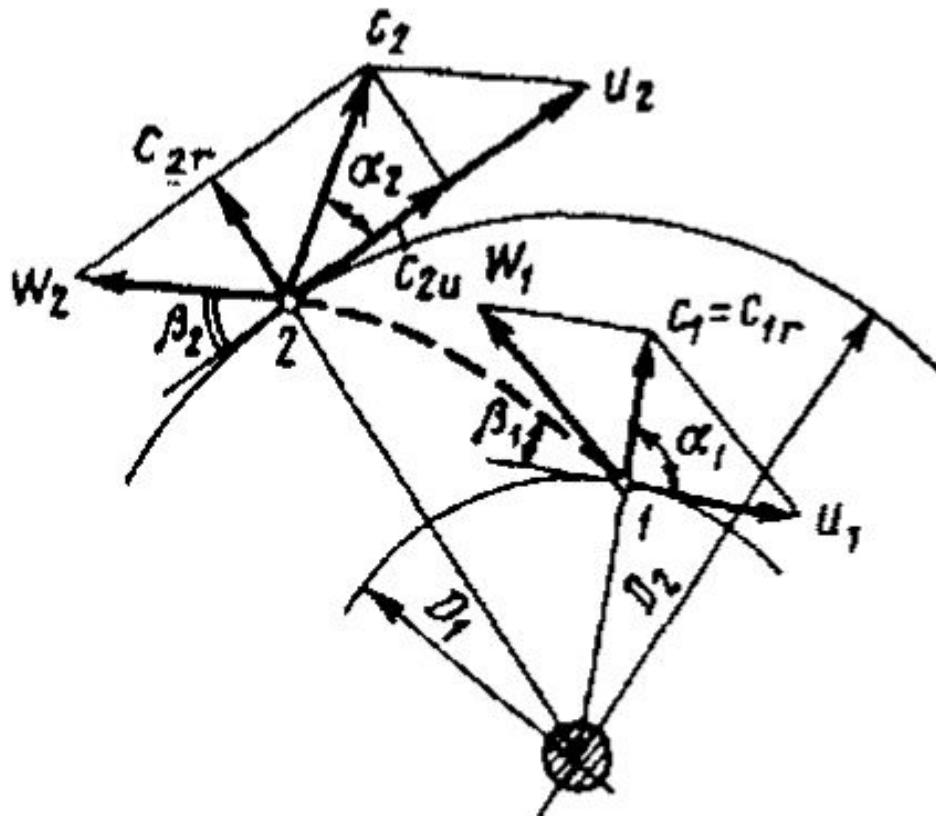
$$h_{\alpha} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

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



# Кинематика потока в центробежном колесе

## Номинальный режим



# Кинематика потока в центробежном колесе

## Номинальный режим

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

$$\alpha_1 = 90^0; c_1 = c_{1r} = c_{2r};$$

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

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

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

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

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

# Кинематика потока в центробежном колесе

## Номинальный режим

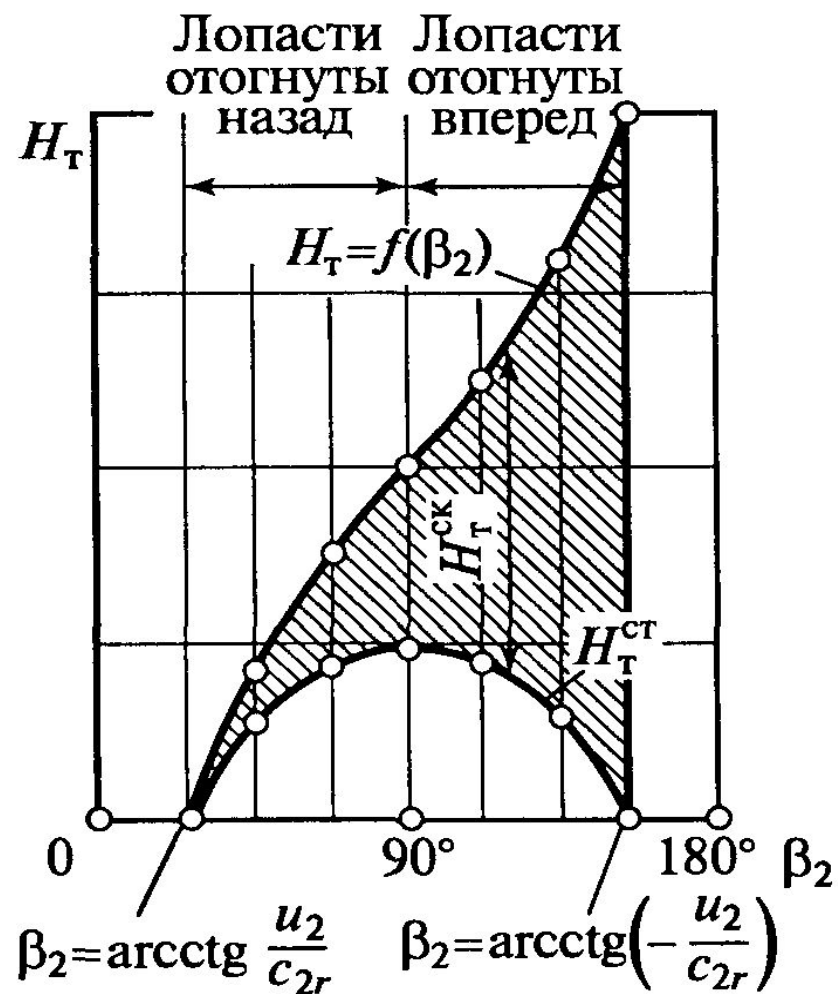
$$h = u_2 c_{2u}$$

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

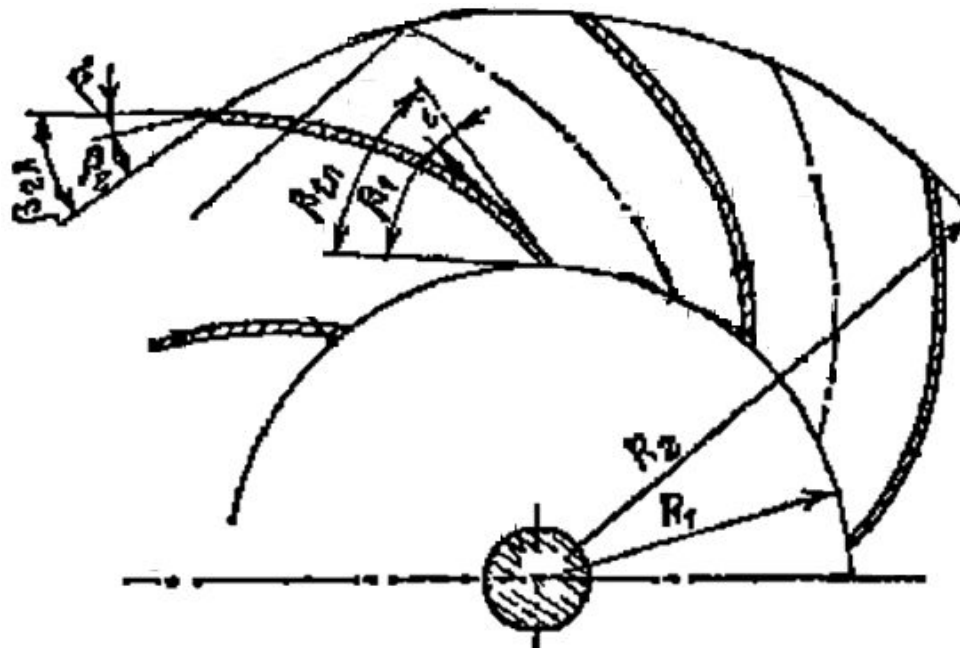
$$h = 0$$

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

# Влияние угла выхода потока на напор центробежного колеса



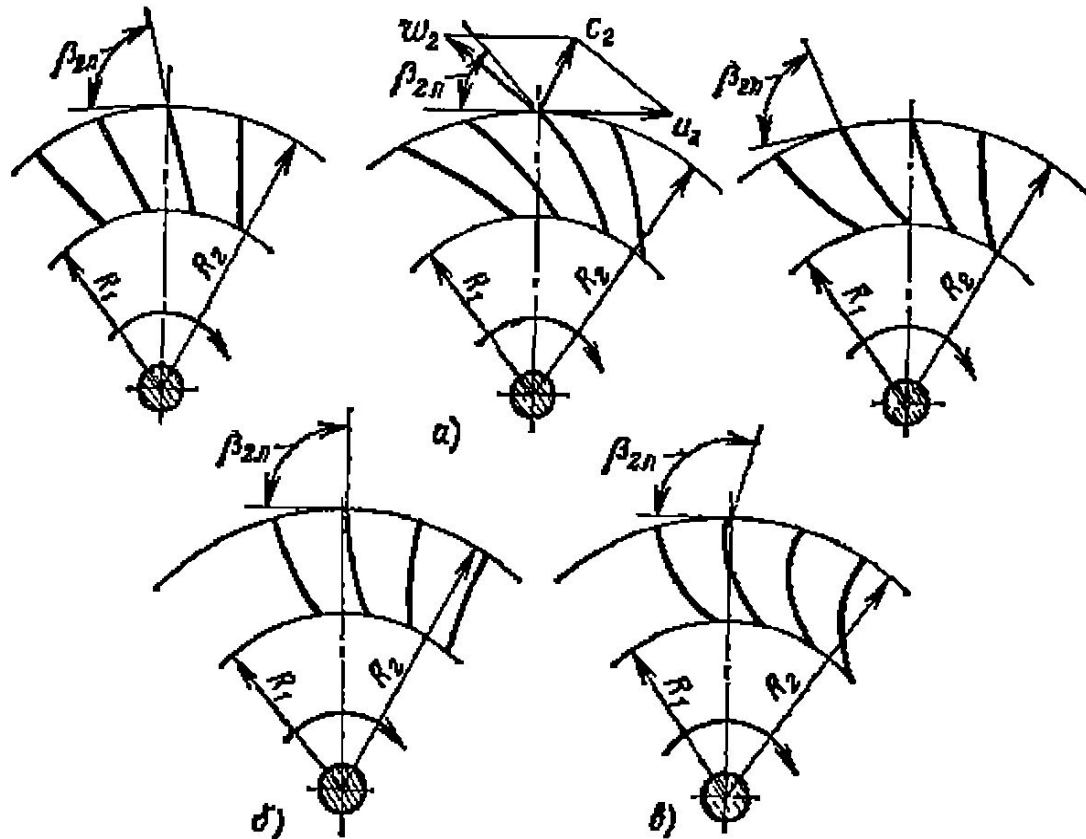
# Кинематические и геометрические угловые характеристики



$i = \beta_{1п} - \beta_1$  - угол атаки,

$\sigma = \beta_{1п} - \beta_1$  - угол отставания,

# Типы центробежных колес



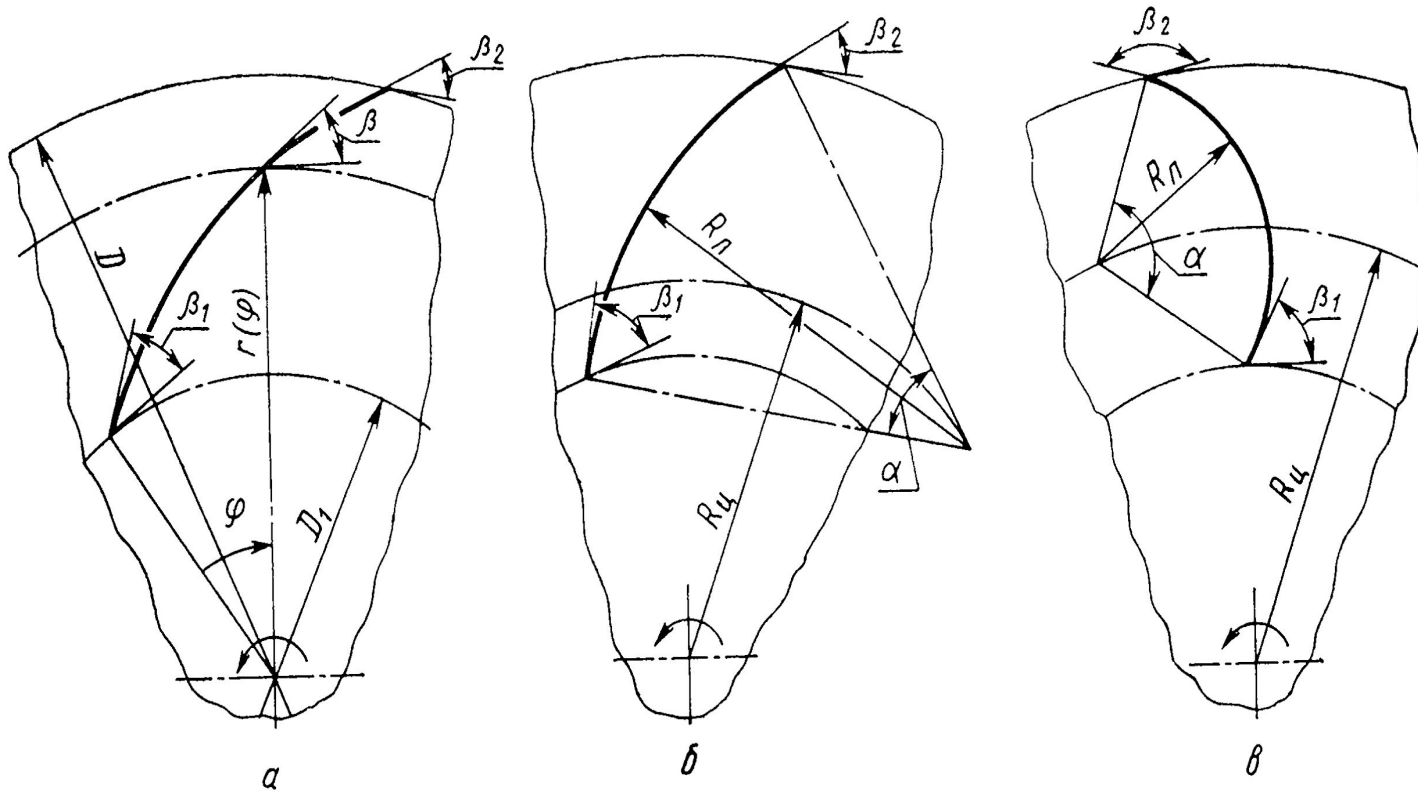
а)  $\beta_{2л} < 90^\circ$  лопатки загнуты назад

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

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



# Сечения листовых лопаток



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

# Кинематика потока

- Полный напор  $H$  – сумма статического и скоростного напоров:
  - $H = H_{\text{ст}} + H_{\text{ск}}$ .
- Увеличение угла выхода потока  $\beta_{2\text{л}}$  приводит к росту полного напора.
- При  $\beta_{2\text{л}} = 90^\circ$  статическая и скоростная составляющая полного напора **одинаковы**.
- При  $\beta_{2\text{л}} > 90^\circ$  в полном напоре  $P$  преобладает скоростная составляющая, а при  $\beta_{2\text{л}} < 90^\circ$  - 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  $\beta_{2л} = 10 \div 170^\circ$ .

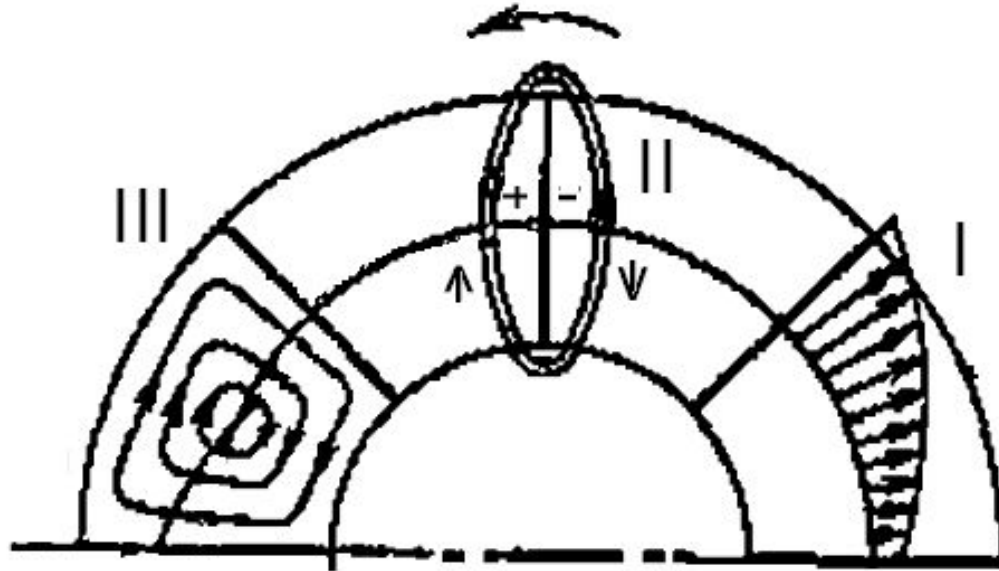
# Формула Пфлейдерера (число лопастей)

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:

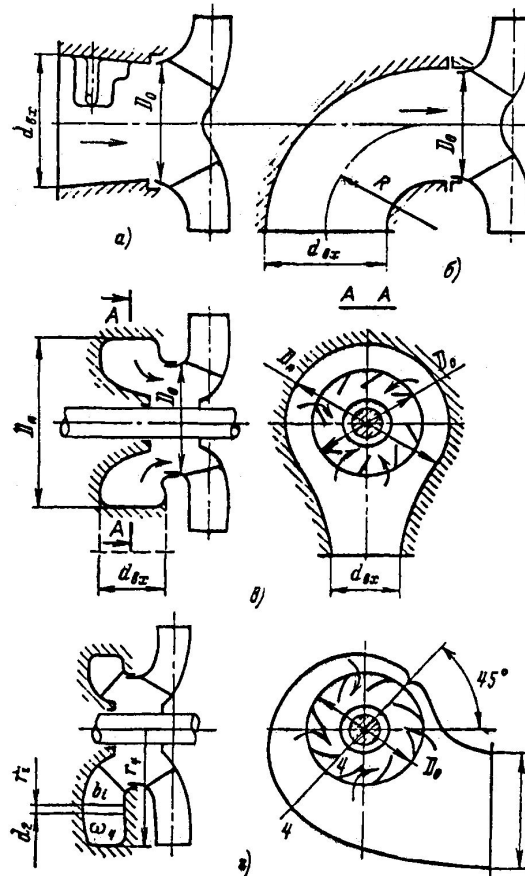
$$z = 6,5 \frac{m + 1}{m - 1} \sin \frac{\beta_{1л} + \beta_{2л}}{2}; \quad m = D_2/D_1$$

# Действительное течение в центробежном колесе



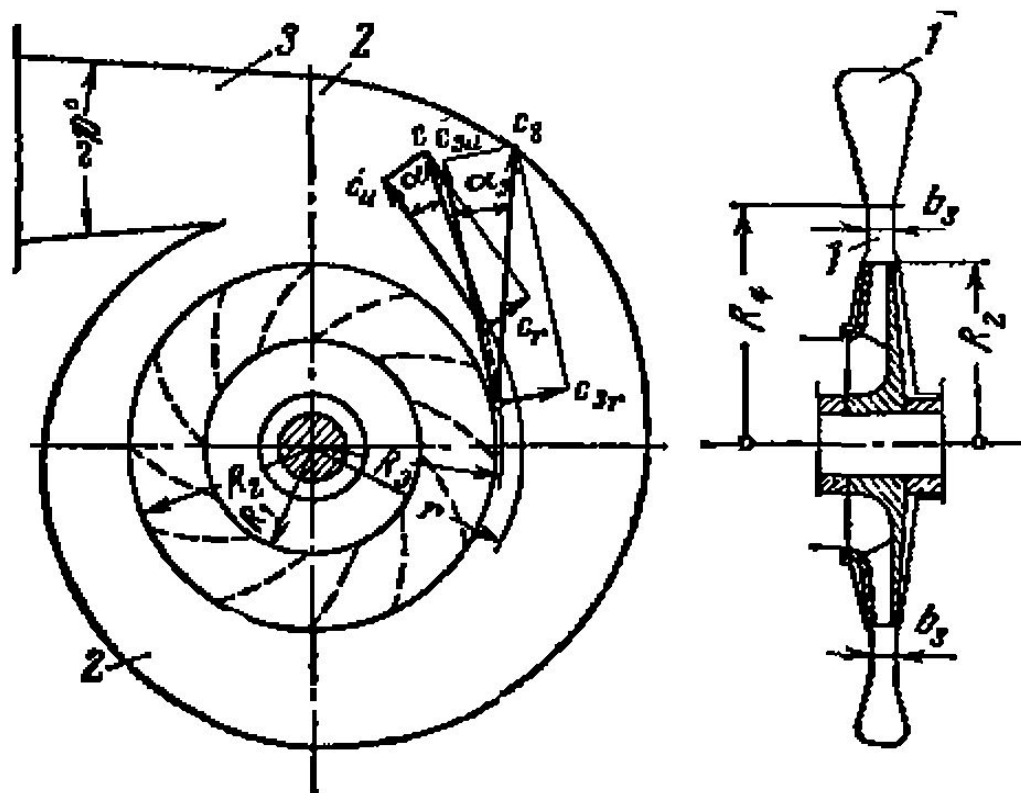
$$c_{2u} \downarrow, h \downarrow;$$

# Схемы подводов центробежных машин

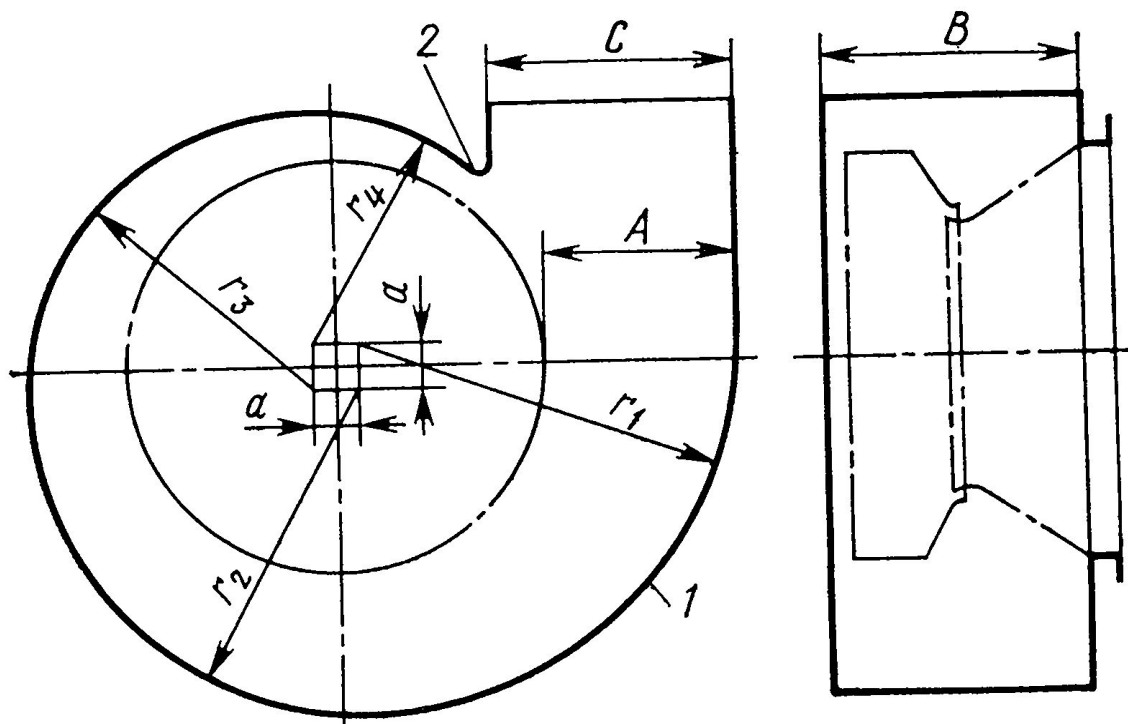


- а – осевой; б – ооковии (в виде колена); в – боковой кольцевой;
  - г – боковой полуспиральный

# Центробежная машина с кольцевым и спиральным отводами



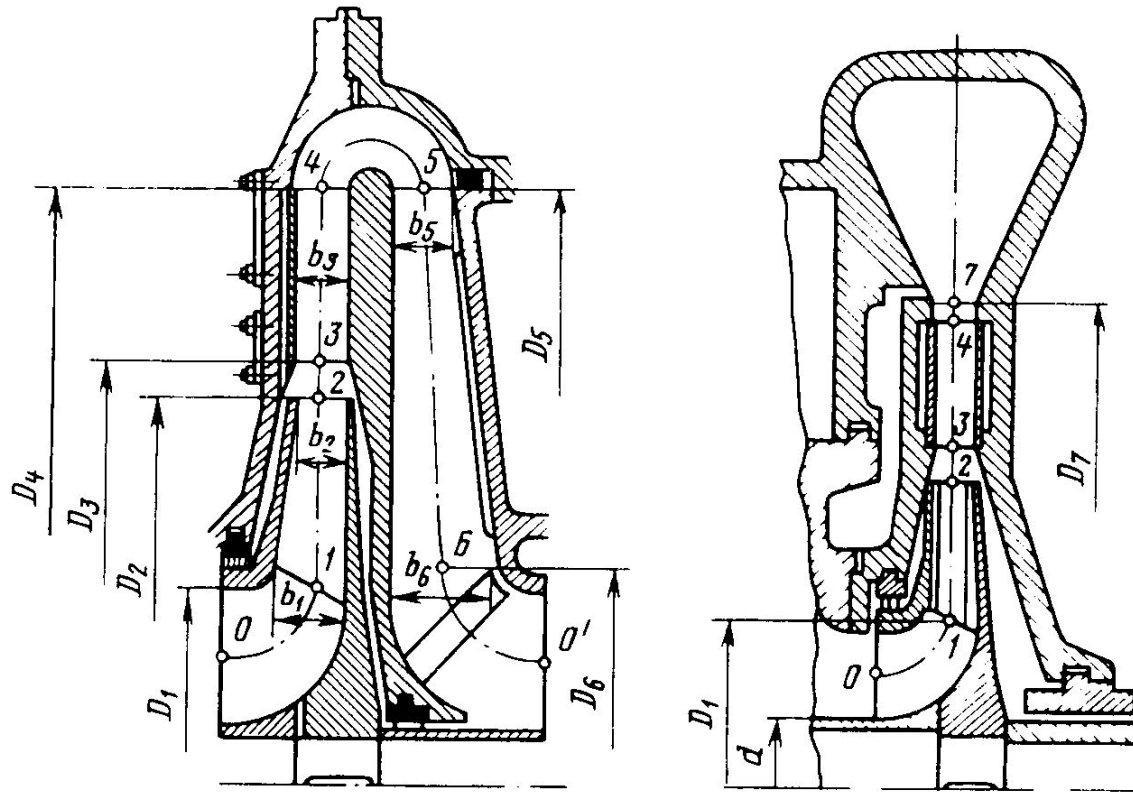
# Спиральный корпус (улитка) вентилятора



- 1 – обечайка; 2 – язык



# Конструкция центробежных ступеней



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