

# ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

**ЛЕКЦИЯ №3-5**

Тайлашева Татьяна Сергеевна  
Доцент НОЦ И.Н. Бутакова ИШЭ ТПУ

# ТЕМА.3 НАГНЕТАТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

2

# НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН

3

**Нагнетателями** называются машины, служащие для перемещения жидкости или газов и повышения их потенциальной и кинетической энергии.

В зависимости от вида перемещаемого рабочего тела нагнетательные машины подразделяются на две большие группы: **насосы** - машины, подающие жидкости; **вентиляторы и компрессоры** - машины, подающие воздух и технические газы.



# НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН

4

**Насос** - гидравлическая машина, служащая для перемещения и создания напора жидкостей всех видов, механической смеси жидкости с твёрдыми и коллоидными веществами или сжиженных газов.

**Вентилятор** - машина, перемещающая газовую среду при степени повышения давления  $<1,15$  (**степень повышения давления** - отношение давления газовой среды на выходе из машины к давлению ее на входе).

**Компрессор** - машина, сжимающая газ со степенью повышения давления  $>>1,15$  и имеющая искусственное охлаждение полостей, в которых происходит сжатие газов.

# НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН

5

## *Динамические*

*Передача энергии жидкости или газу **происходит путем работы массовых сил потока** в полости, постоянно соединенной с входом и выходом нагнетателя*

## *Объемные*

*Повышение энергии рабочего тела (жидкости или газа) **достигается силовым воздействием твердых тел**, например, поршней в поршневых машинах в рабочем пространстве цилиндра, периодически соединяемым при помощи клапанов с входом и выходом нагнетателя*

# НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН

6

## Нагнетатели



Нагнетатели для жидкостей

Нагнетатели для газов

Нагнетатели  
динамические

Нагнетатели  
объемные

Нагнетатели динамические

Нагнетатели  
объемные

Центробежные  
насосы

Осевые насосы

Вихревые  
насосы

Поршневые  
насосы

Роторные  
насосы

Центробежные  
вентиляторы

Осевые  
вентиляторы

Центробежные  
компрессоры

Осевые  
компрессоры

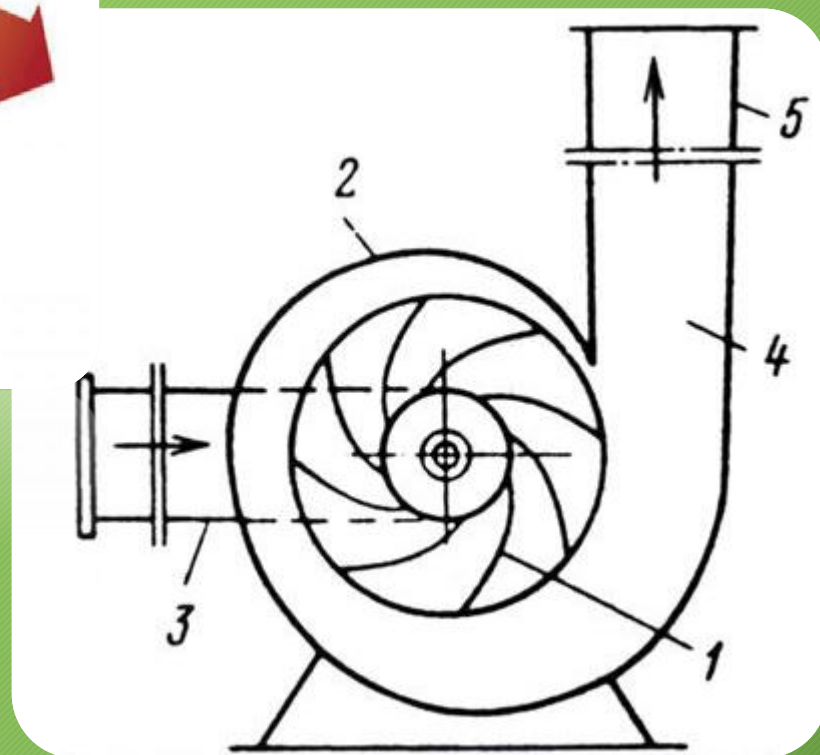
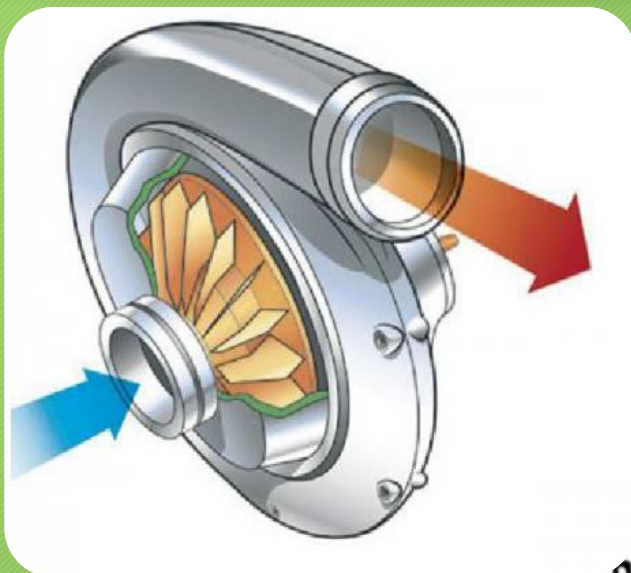
Эжекторы

Поршневые  
компрессоры

Роторные  
компрессоры

# НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН

7



Центробежный нагнетатель:

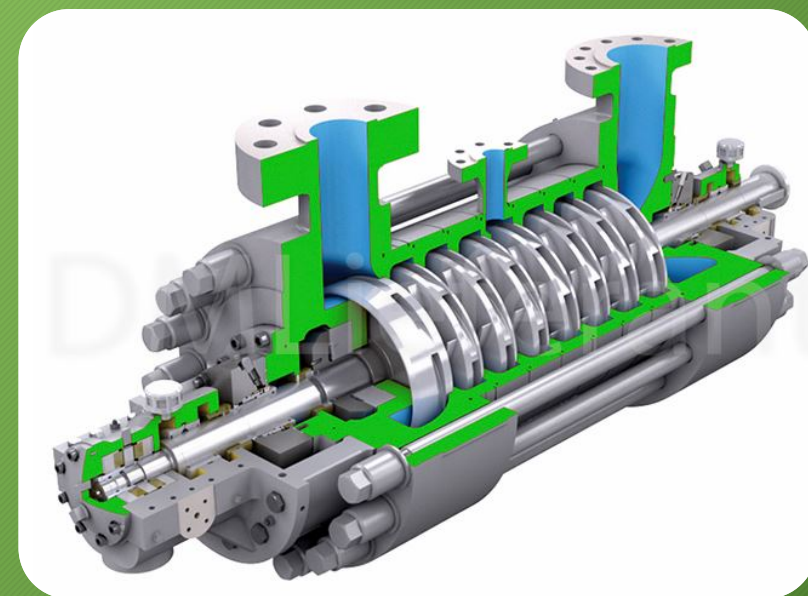
1 — корпус; 2 — трубопровод; 3 —  
напорный патрубок; 4 — лопатки; 5  
— патрубок

# НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН

8

## Виды центробежных компрессоров

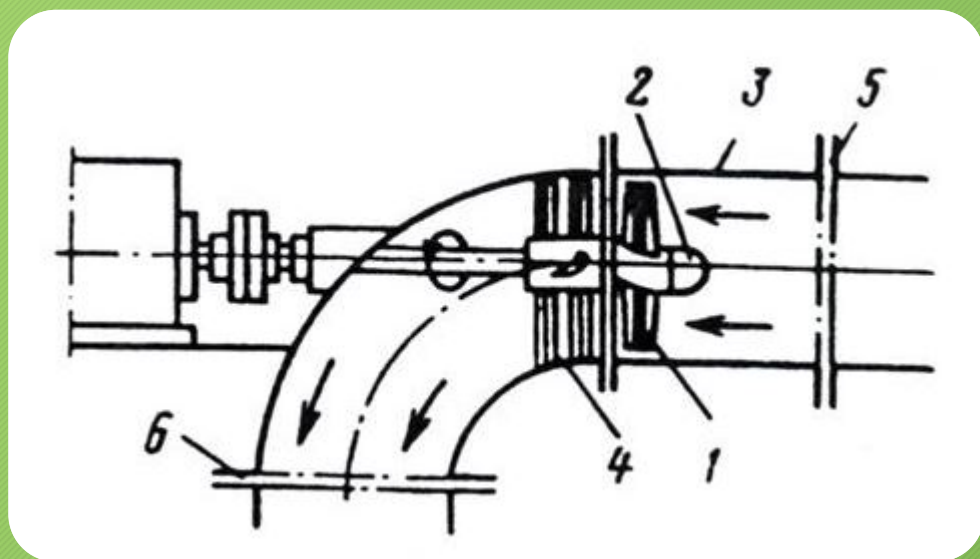
- в зависимости от числа ступеней сжатия - **одноступенчатые и многоступенчатые**;
- по типу корпуса - с разъемом корпуса **горизонтально**, с разъемом корпуса **вертикально**;
- по типу рабочих колес - **открытые, закрытые, полуоткрытые**;
- по числу валов - **одновальные и многовальные**;
- в зависимости от расположения рабочих колес по отношению друг к другу - **однонаправленные и противоположно направленные**





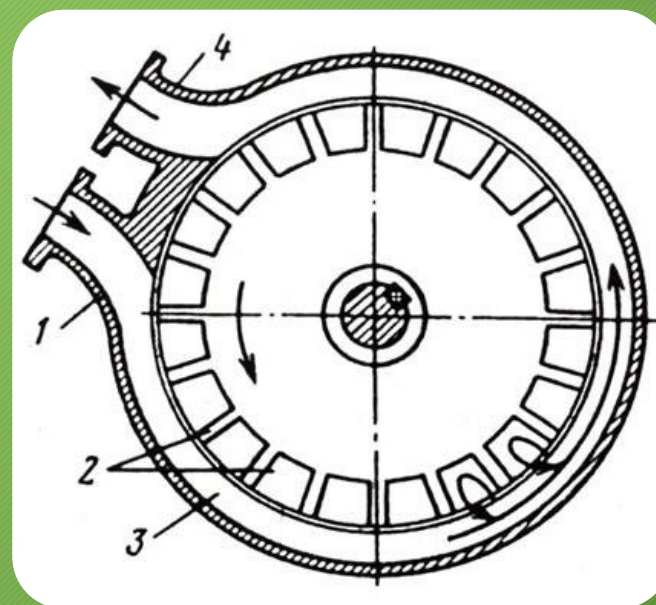
# НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН

9



## Осевой нагнетатель:

1 — обтекатель; 2 — корпус; 3 — всасывающий патрубок; 4 — лопасти; 5 — лопаточный аппарат; 6 — напорный патрубок

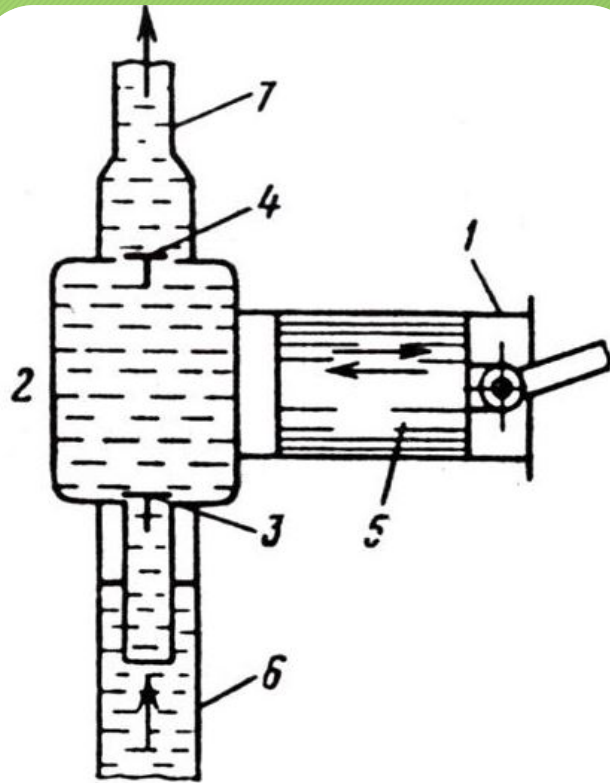


## Вихревой нагнетатель:

1 — напорный патрубок; 2 — кольцевой канал; 3 — лопатки; 4 — корпус

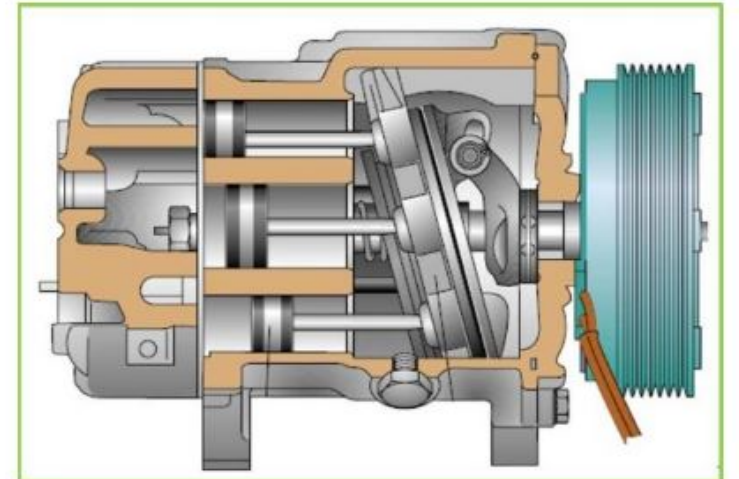
# НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН

10



## Поршневой нагнетатель:

1 — нагнетательный трубопровод; 2 — напорный клапан; 3 — цилиндр; 4 — поршень; 5 — всасывающий клапан; 6 — всасывающий трубопровод; 7 — клапанная коробка



# ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН

11

**Основными параметрами** (величинами), характеризующими работу нагнетательных машин, являются **подача (расход)**, **давление** и **напор**. Энергия, сообщаемая потоку жидкости или газа нагнетательной машиной, определяется указанными величинами и плотностью подаваемой среды. Гидродинамическое и механическое совершенство машины характеризуется ее полным КПД.

**Подача (расход)** — количество жидкости (газа), перемещаемое машиной в единицу времени. Количество газа, подаваемого вентилятором и компрессором, принято называть **производительностью**.



# ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН

12

**Подачу** измеренную в единицах объема и называют **объемной** и обозначают  $Q$  (м<sup>3</sup>/с).

Так же существует понятие **«массовая подача»**  $M$  (кг/с) — масса жидкости (газа), подаваемая машиной в единицу времени. Очевидно, что

$$M = \rho Q$$

где  $\rho$  — плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  $Q$  — объемная подача, м<sup>3</sup>/с.

В компрессорах из-за значительного повышения давления **плотность газа** по длине проточной полости **возрастает**, а объемная производительность уменьшается, поэтому принято объемную производительность компрессоров исчислять по **нормальным физическим условиям входа** в компрессор:  $T = 293$  К;  $\rho = 0,102$  МПа;  $P = 1,2$  кг/м<sup>3</sup> (для воздуха).

# ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН

13

**Давление**, развиваемое нагнетателем, определяется уравнением сохранения энергии (**уравнением Бернулли**)

$$P = P_K - P_H + \frac{c_K - c_H}{2} \rho + \rho g (Z_K - Z_H)$$

где  $P_K, P_H$  — соответственно давление жидкости на входе (начальное) и выходе из насоса (конечное), Па;  $\rho$  — плотность жидкости, подаваемой насосом, кг/м<sup>3</sup>;  $c_K, c_H$  — средние скорости потока на входе и выходе, м/с;  $Z_K, Z_H$  — высоты расположения центров входного и выходного сечений насоса, м.



# ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН

14

**Напор**, развиваемый нагнетателем, определяется формулой, м

$$H = \frac{P}{\rho g}$$

где  $P$  — давление нагнетателя.

Напор представляет собой высоту столба  $H$  жидкости или газа, уравновешивающего давление  $P$ .

$$H = \frac{P_K - P_H}{\rho g} + \frac{c_K^2 - c_H^2}{2g} + (Z_K - Z_H)$$

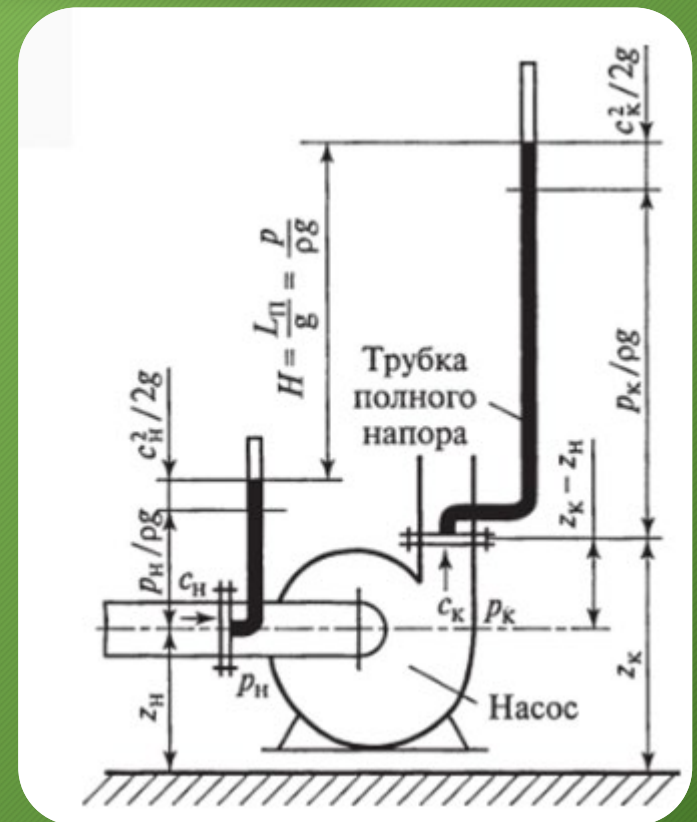


Схема определения напора, развиваемого нагнетателем

# ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН

15

Энергетическое совершенство нагнетателей характеризуется их **удельной полезной работой** (Дж/кг), т.е. расходом энергии на 1 кг массы подаваемой жидкости (газа)

$$L_{\text{п}} = \frac{P}{\rho} = gH$$

Работа  **$L$**  (Дж/кг), подводимая на вал нагнетателя, называется **удельной** работой. Из-за потерь энергии в нагнетателе  **$L > L_{\text{п}}$**

# ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН

16

Полезная мощность нагнетателя  $N_{\text{п}}$  — это работа, сообщаемая нагнетателем рабочему телу в 1 с.

Для насосов и вентиляторов, кВт

$$N_{\text{п}} = \frac{ML_{\text{п}}}{1000} = \frac{QH\rho g}{1000}$$

Для компрессоров, кВт

$$N_{\text{п}} = \frac{Q\rho L_{\text{п}}}{1000}$$

Мощность, подводимую на вал нагнетателя от приводного двигателя, называют мощностью нагнетателя и обозначают  $N$  (кВт). Потери энергии в рабочем процессе нагнетателя определяются неравенством  $N_{\text{п}} < N$



# СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАГНЕТАТЕЛЕЙ И ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

17

Массовая подача нагнетателя, (кг/с)

$$M_H = M_{\text{тр}} \text{ или } \rho_H Q_H = \rho_{\text{тр}} Q_{\text{тр}}$$

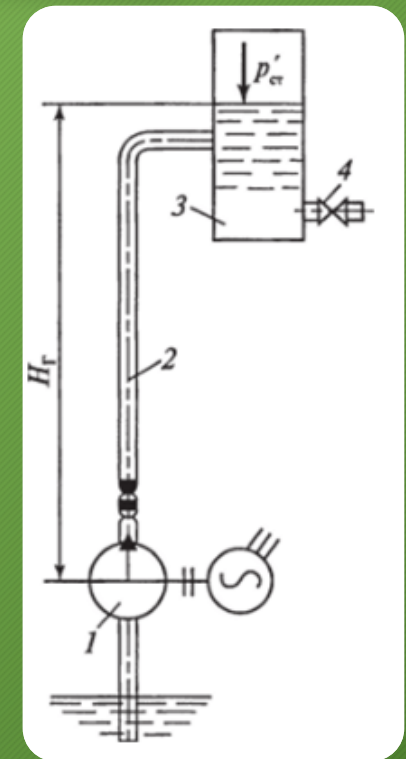
$Q_H$  и  $Q_{\text{тр}}$  объемные производительности (подачи) нагнетателя и сети.

В режиме стационарности уравнение сохранения удельной энергии потока

$$\frac{P_H}{\rho_H} + \frac{c_H}{2} = \frac{P_{\text{ст}}' + \rho H_{\Gamma}}{\rho_{\text{тр}}} + \frac{c_{\text{тр}}^2}{2} + gh_{\text{тр}}$$

Где  $gh_{\text{тр}}$  - потеря энергии в системе трубопроводов на 1кг массы потока. При

$c_H = c_{\text{тр}}$  и  $\rho_H = \rho_{\text{тр}} = \rho$ , найдем  $P_H = P_{\text{ст}} + \rho gh_{\text{тр}}$  где  $P_{\text{ст}} = P_{\text{ст}}' + \rho g H_{\Gamma}$ , имея в виду, что  $P = \rho g H$ , можно записать  $H = H_{\text{ст}} + h_{\text{тр}}$ , где  $H_{\text{ст}}$  - статический напор.



Гидросистема «нагнетатель-насос»:  
1 — нагнетатель; 2 — трубопроводная сеть; 3 — емкость; 4 — задвижка

# ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

18



Рабочее тело поступает через входной кольцевой участок между валом и входным патрубком в рабочее колесо, где после изменения направления с осевого на радиальное попадает в межлопаточные каналы.

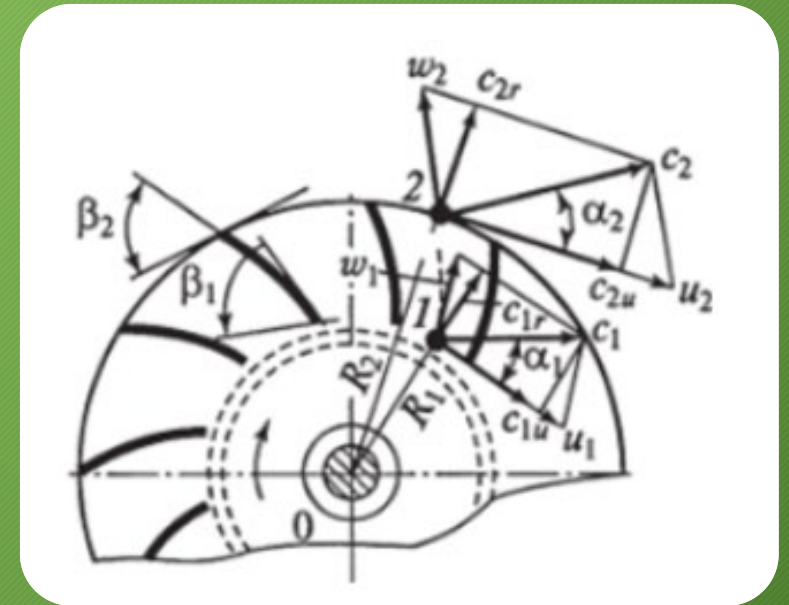
Схематическое изображение ступени рабочего колеса центробежного нагнетателя

# ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

19

Рабочее тело в межлопаточных каналах рабочего колеса совершает сложное движение, состоящее из окружного (скорость  $u$ ) и относительного (скорость  $w$ ), в совокупности составляющих абсолютное движение (скорость  $c$ ). Индексом «1» обозначают скорости и углы на входе в рабочее колесо, а индексом «2» — на выходе из него.

В каналах колеса рабочему телу передается энергия, в результате чего повышается его кинетическая энергия в абсолютном движении ( $c_2 > c_1$ ). Изменение кинетической энергии в относительном движении определяется формой межлопаточных каналов; чаще всего сечение канала от входа к выходу несколько увеличивается, относительная скорость падает, что приводит к росту статического давления в канале.



Схематическое изображение ступени рабочего колеса центробежного нагнетателя

# ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

20

Применяя к потоку, проходящему через колесо центробежной машины **уравнение моментов количества движения** и выражения удельной работы и напора для 1 кг рабочего тела, можно получить

$$L_{\Pi} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} = gH_T$$

$$H_T = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}$$

Учитывая известное соотношение гидромеханики  $P = \rho gH$ , можно получить теоретическое давление

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

Уравнения являются **основными уравнениями центробежной машины** и называются **уравнениями Эйлера** (1754 г.).

# ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

21

Из параллелограмма скоростей потока на входе и выходе рабочего колеса получим

$$\omega_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1\cos\alpha_1$$

$$\omega_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2\cos\alpha_2$$

$$u_1 = \omega R_1$$

$$u_2 = \omega R_2$$

Где  $\omega$  угловая скорость, 1/с.

Абсолютные скорости  $c_1$  и  $c_2$  определяются на основе объемной производительности (подачи) нагнетателей и геометрических размеров колеса:

$$c_{1u} = c_1\cos\alpha_1$$

$$c_{2u} = c_2\cos\alpha_2$$

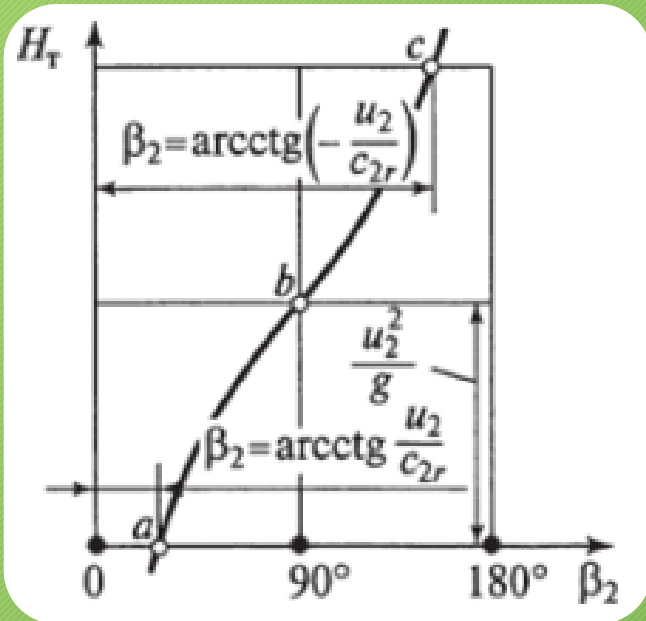
Очевидно, что полный теоретический напор и теоретическое давление равны соответственно суммам теоретического **статического** и динамического (**скоростного**) напоров и давлений:

$$H_T = H_T^{ст} + H_T^{ск}$$

$$P_T = P_T^{ст} + P_T^{ск}$$

# ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

22



Из параллелограмма скоростей

$$H_T = \frac{u_2^2 - u_2 c_{2r} \text{ctg} \beta_2}{g}$$

Зависимость  $H_T$  от  $\beta_2$  можно записать следующим образом:

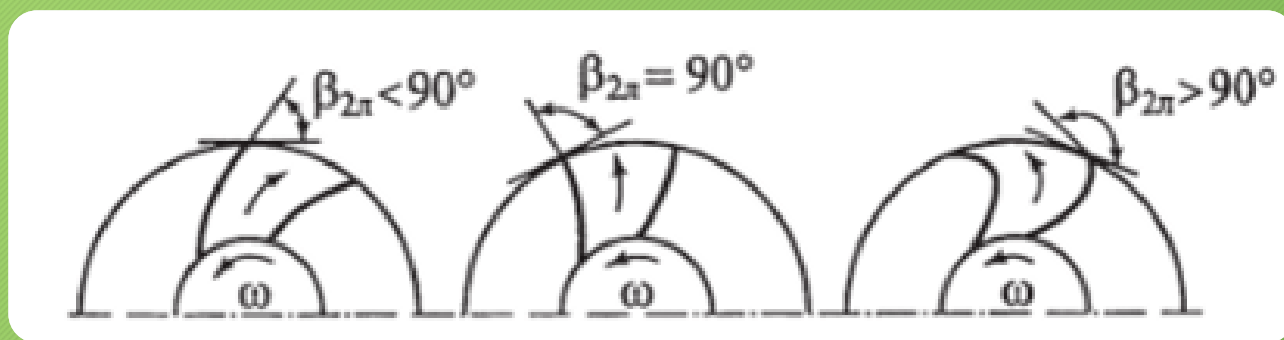
$$H_T = -\infty \text{ при } \beta_2 = 0$$

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} \text{ при } \beta_2 = 90^\circ$$

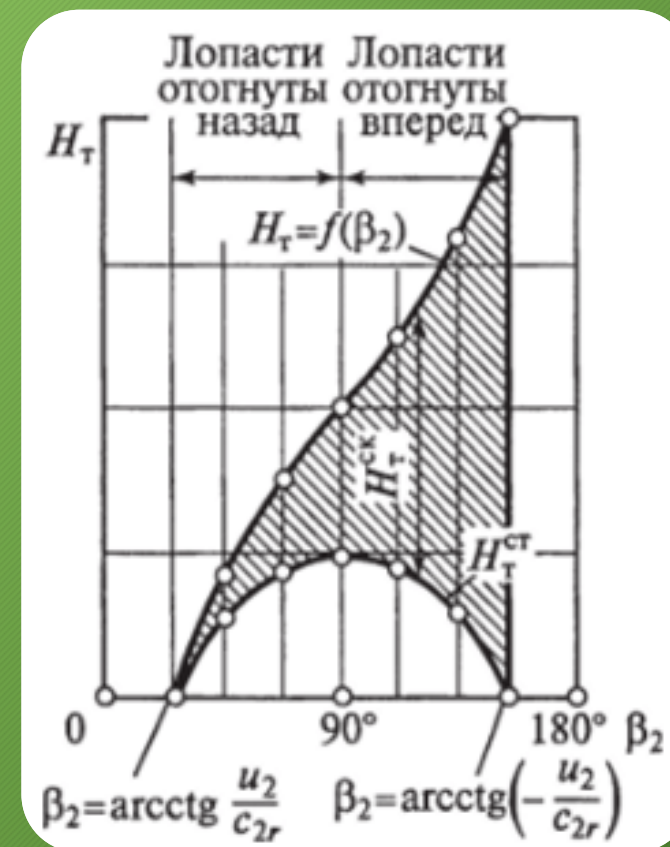
$$H_T = +\infty \text{ при } \beta_2 = 180^\circ$$

# ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

23



Формы лопаток рабочего колеса нагнетателя



# ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

24

**Потери энергии и КПД.** Энергия, подводимая от двигателя к валу машины, больше полезной энергии, получаемой жидкостью или газом. Это объясняется тем, что в процессе преобразования энергии, осуществляемой машиной, часть механической энергии неизбежно теряется вследствие **гидравлических** и **механических потерь** (утечек).

Гидравлические потери возникают в результате гидравлического трения и вихреобразования во всей проточной части машины. Если гидравлические потери составляют  $h$ , то рабочее колесо должно развивать напор  $H_T = H + h$ . Оценка машины в отношении **гидравлических** потерь производится с помощью гидравлического КПД:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H}{H + h} \text{ или } \eta_{\Gamma} = \frac{H_T}{H_T + h} = 1 - \frac{h}{H_T}$$

Большое влияние на  $\eta_{\Gamma}$  оказывают форма проточной части машины, чистота обработки внутренних поверхностей и вязкость жидкости. Значения гидравлического КПД современных крупных центробежных машин находятся в пределах  $\eta_{\Gamma} = 0,8... 0,96$ .



# ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

25

Объемные потери (утечки) обусловлены протеканием жидкости (газа) через зазоры между рабочим колесом и корпусом машины из зоны повышенного давления в полость всасывания.

От потока, проходящего через рабочее колесо машины и получающего в нем приращение энергии, ответвляется часть подачи  $\Delta Q$ , проходящая через зазоры во входное сечение колеса.

Если ступень центробежной машины подает в напорный трубопровод расход  $Q$ , а через зазоры циркулирует расход  $\Delta Q$ , то через рабочее колесо проходит расход  $Q + \Delta Q$ . Объемный КПД

$$\eta_o = \frac{Q}{Q + \Delta Q}$$

Объемный КПД существенно зависит от значений радиального зазор. Высокий  $\eta_o$  может быть получен только при малых значениях радиального зазор. Значения  $\eta_o$  современных центробежных машин находятся в пределах  $0,96...0,98$ .

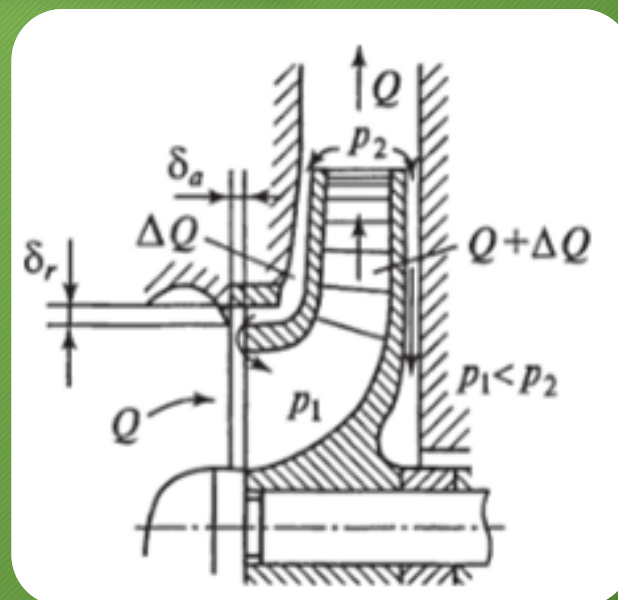


Схема образования объемных потерь в одной ступени центробежной машины

# ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

26

Внутренняя мощность машины, т.е. мощность, развиваемая рабочими лопастями, движущимися в потоке, рассчитывается по формуле

$$N_{\text{вн}} = \rho(Q + \Delta Q)g(H + h)$$

Отношение полезной мощности к внутренней называется внутренним КПД:

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{вн}}} = \frac{\rho g Q H}{\rho g (Q + \Delta Q) (H + h)}$$

откуда можно записать

$$\eta_{\text{вн}} = \eta_0 \eta_{\text{г}}$$

Очевидно, что

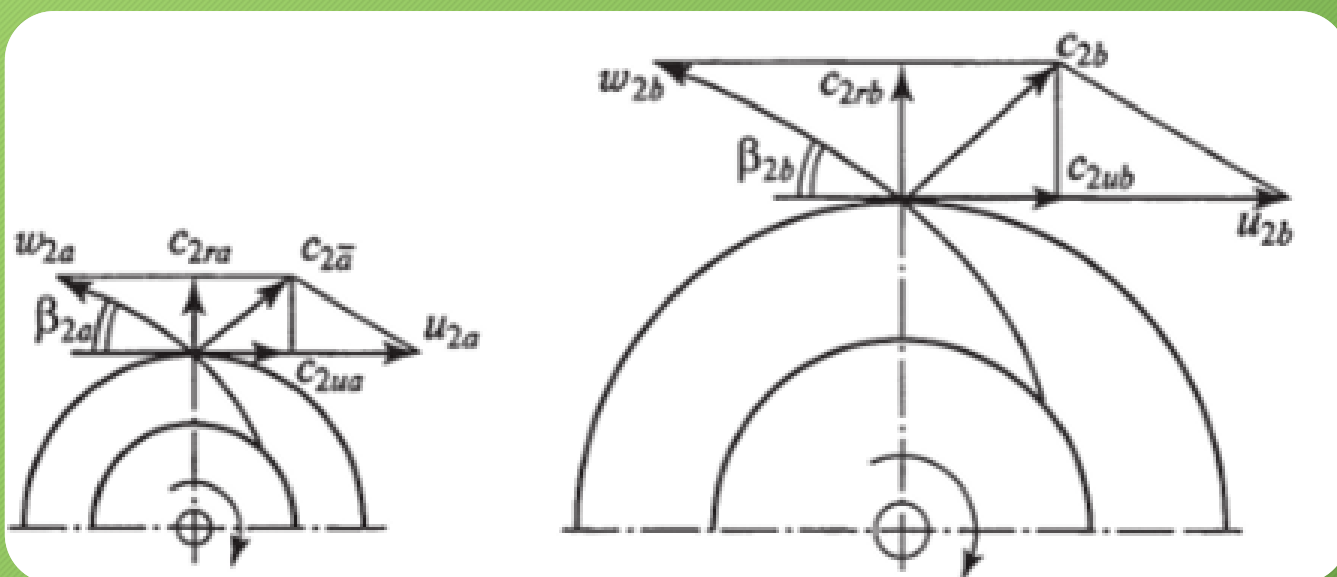
$$N_{\text{вн}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta_{\text{вн}}} = \frac{\rho g Q H}{\eta_0 \eta_{\text{г}}}$$

**Внутренний КПД** учитывает объемные и гидравлические потери в машине, кроме потерь от дискового трения.

# ПОДОБИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН. ФОРМУЛЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ

27

Физические явления, протекающие в геометрически подобных пространствах, называются подобными, если в соответствующих точках этих пространств сходственные физические величины находятся в постоянных соотношениях. Эти соотношения называются **коэффициентами или масштабами подобия**.



Пример параллелограммов скоростей двух подобных центробежных машин

# ПОДОБИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН. ФОРМУЛЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ

28

## Условия подобия центробежных нагнетателей:

**геометрическое подобие** этих машин, которое заключается в равенстве сходственных углов и постоянстве сходственных геометрических величин;

**кинематическое подобие**, которое состоит в постоянстве отношений скоростей в сходственных точках геометрически подобных машин и равенстве сходственных углов параллелограммов скоростей;

**динамическое подобие**, выражающееся постоянством отношений сил одинаковой природы, действующих в сходственных точках геометрически и кинематически подобных машин.

# ПОДОБИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН. ФОРМУЛЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ

29

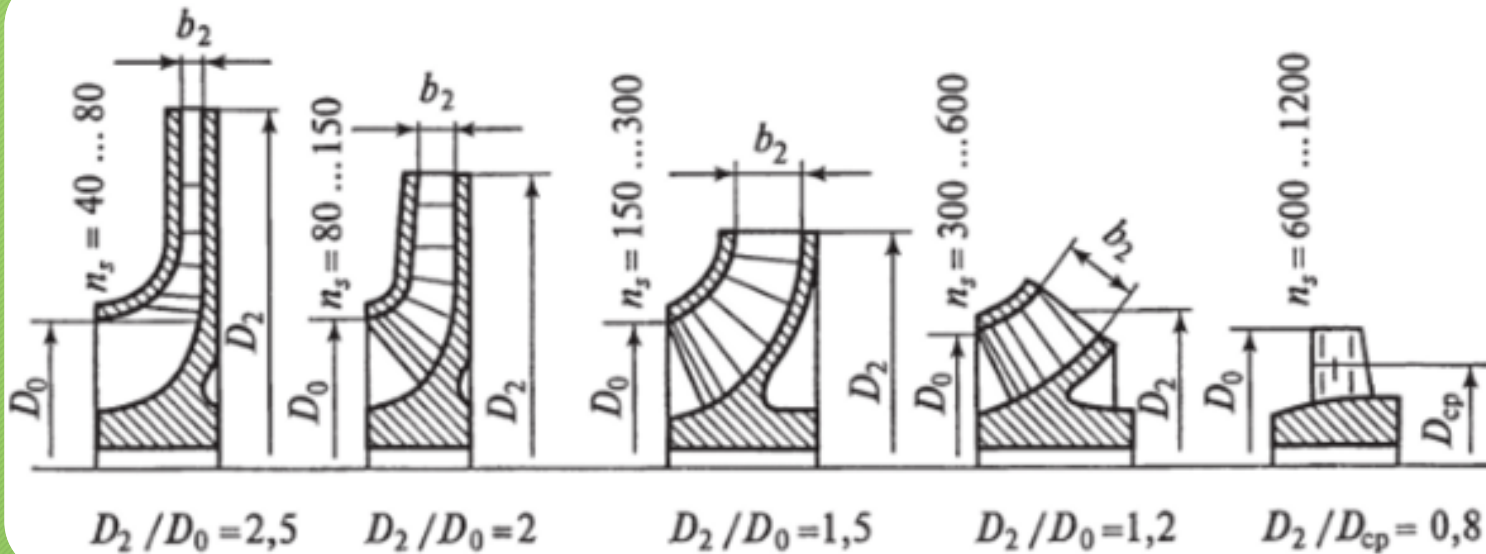
## Изменение параметров $Q, H, p, N$

при изменении $n$	при изменении $D_2$	при изменении $\rho$	при изменении $n, D_2$ и $\rho$
$Q_a = Q_b \frac{n_a}{n_b}$	$Q_a = Q_b \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3}$	$Q_a = Q_b$	$Q_a = Q_b \frac{D_{2a}^3 n_a \eta_{0a}}{D_{2b}^3 n_b \eta_{0b}}$
$H_a = H_b \frac{n_a^2}{n_b^2}$	$H_a = H_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2}$	$H_a = H_b$	$H_a = H_b \frac{D_{2a}^2 n_a^2 \eta_{ra}}{D_{2b}^2 n_b^2 \eta_{rb}}$
$p_a = p_b \frac{n_a^2}{n_b^2}$	$p_a = p_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2}$	$p_a = p_b \frac{\rho_a}{\rho_b}$	$p_a = p_b \frac{\rho_a D_{2a}^2 n_a^2 \eta_{ra}}{\rho_b D_{2b}^2 n_b^2 \eta_{rb}}$
$N_a = N_b \frac{n_a^3}{n_b^3}$	$N_a = N_b \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5}$	$N_a = N_b \frac{\rho_a}{\rho_b}$	$N_a = N_b \frac{\rho_a D_{2a}^5 n_a^3 \eta_a}{\rho_b D_{2b}^5 n_b^3 \eta_b}$



# ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

В состав конструкции **центробежного насоса** входят следующие **основные части**: корпус (монолитный или состоящий из отдельных секций), рабочие колеса, вал с крепежными деталями колес, защитные и дистанционные втулки, диафрагмы, направляющие аппараты, подшипники, уплотнения, крепежные болты.



Влияние коэффициента быстроходности на форму рабочего колеса насоса

$D^2 / D^0 = 5^2$     $D^2 / D^0 = 5$     $D^2 / D^0 = 1^2$     $D^2 / D^0 = 1^5$     $D^2 / D^{cb} = 0^8$

# ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

31

Обозначения и маркировка насосов общего назначения, за исключением специальных конструкций, определены государственным стандартом (ГОСТ).

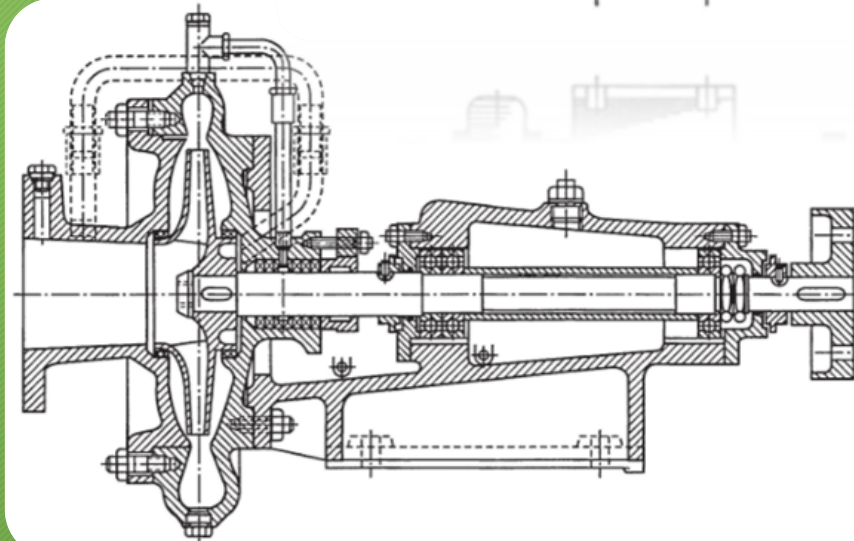
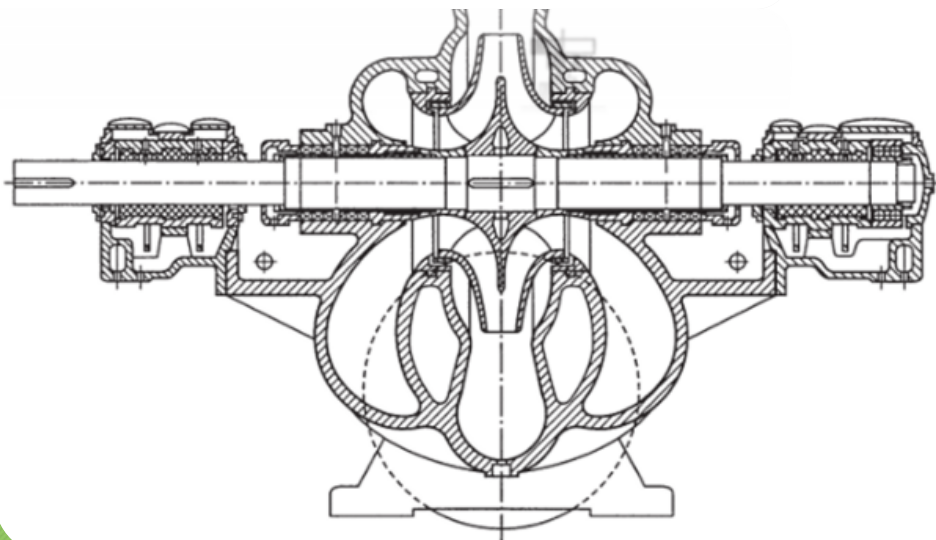
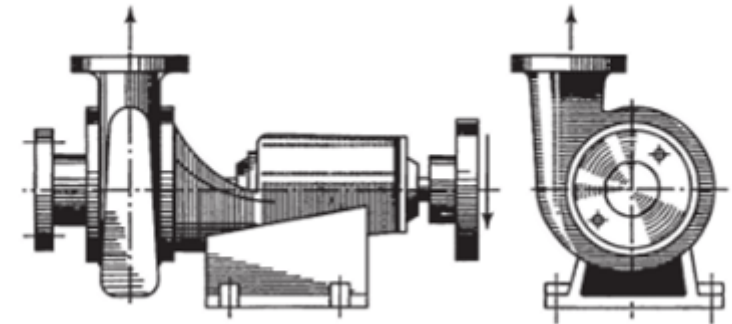
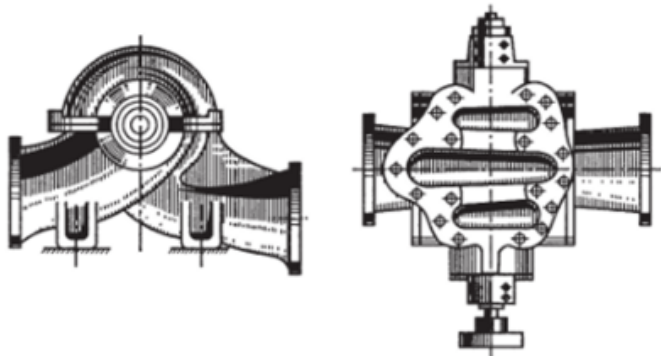
Обозначение насоса включает **буквы**: Ц — центробежный, Н — насос, С — секционный; Д — с двусторонним входом; К — консольный (одноступенчатый); и **два числа**: первое — подача насоса  $Q$ , м<sup>3</sup>/ч, второе — напор  $H$ , м ст. жидкости.

Например, **ЦНС-22-88** — центробежный насос секционного типа с подачей 22 м<sup>3</sup>/ч и напором 88 м.

**Д-2000-100** — центробежный насос двустороннего входа с подачей 2000 м<sup>3</sup>/ч и напором 100 м.

# ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

32

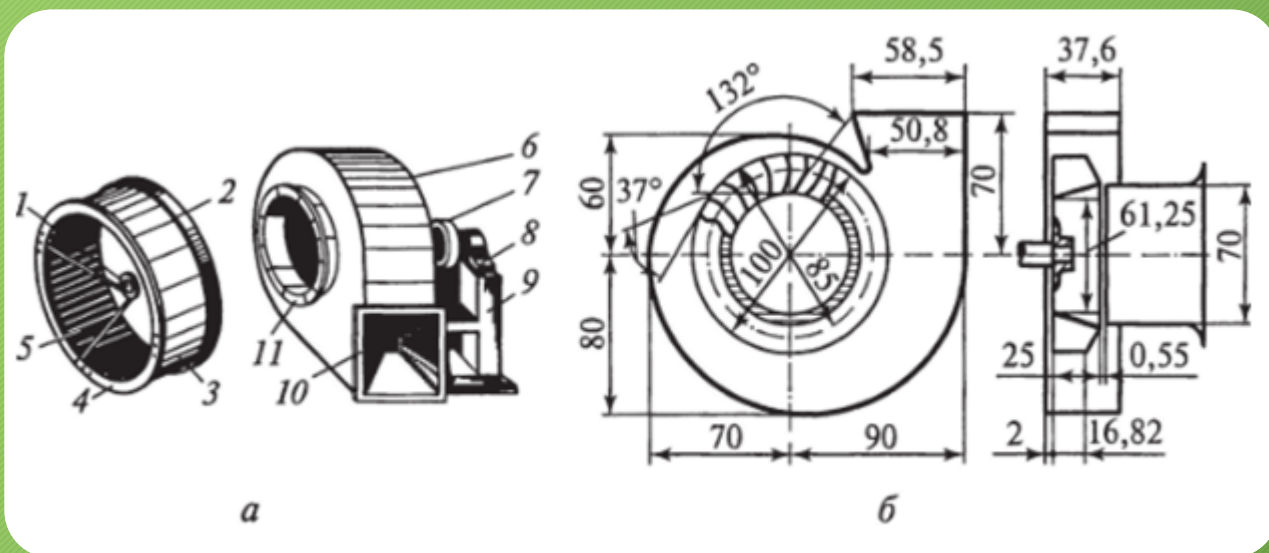




# ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

33

**Центробежными вентиляторами** называют машины для перемещения чистых газов и смесей газов с мелкими твердыми материалами, имеющие степень повышения давления **не более 1,15** при плотности потока  $1,2 \text{ кг/м}^3$ . Характерным признаком центробежного вентилятора является повышение давления за счет работы центробежной силы газа, движущегося в рабочем колесе от центра к периферии.

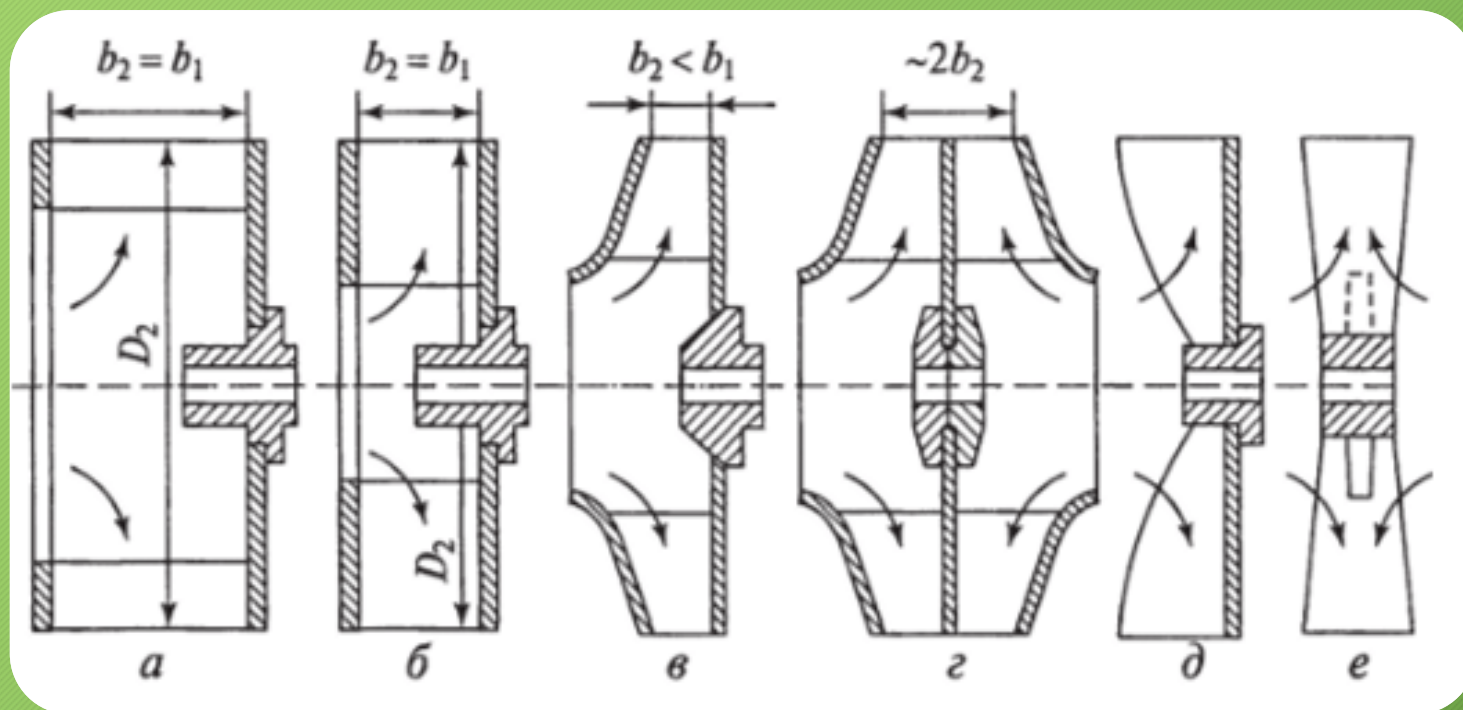


а — устройство; б — аэродинамическая схема;  
1 — ступица; 2 — основной диск; 3 — рабочие лопатки; 4 — передний диск; 5 — лопастная решетка; 6 — корпус; 7 — шкив; 8 — подшипники; 9 — станина; 10, 11 — фланцы



# ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

34



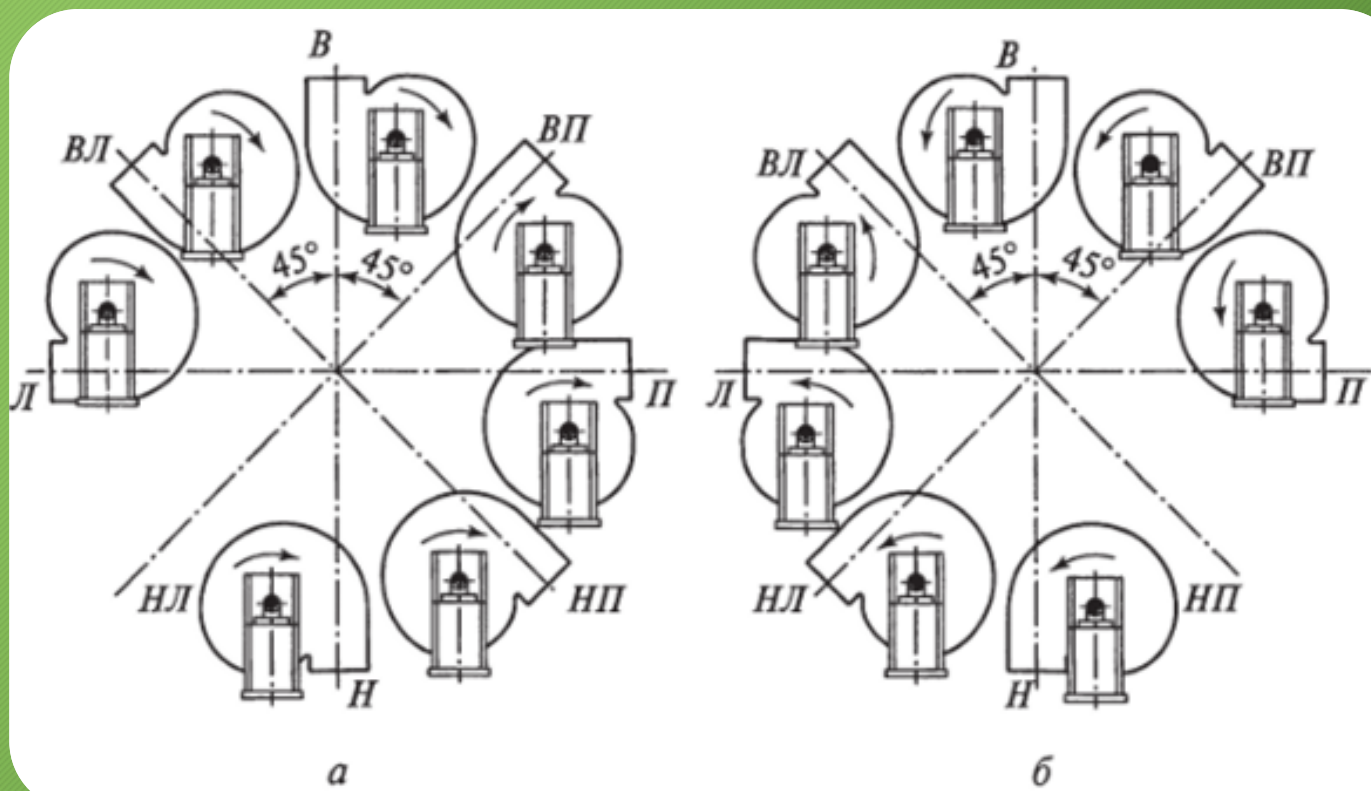
Формы рабочих колес  
центробежных вентиляторов:

- а - барабанная;
- б - кольцевая;
- в, г - с коническими дисками;
- д, е - однодисковых и бездисковых

# ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

35

Стандартные положения корпусов вентиляторов общепромышленного назначения с вращением рабочего колеса по часовой стрелке (а) и против часовой стрелки (б)



# ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

36

По назначению вентиляторы подразделяются на следующие группы: **вентиляторы общего назначения (Ц); вентиляторы дутьевые (ВД); дымососы (Д); вентиляторы горячего дутья (ВГД); вентиляторы мельничные (ВМ); вентиляторы специального назначения (ВСН).**

По направлению вращения рабочего колеса различают вентиляторы **правого вращения** и **левого вращения**.

По направлению входа газа вентиляторы изготавливаются **двухстороннего** и **одностороннего всасывания**

