

«Процессы и аппараты процессов
нефтегазопереработки и
нефтехимии»

- **Перемещение жидкостей.
Насосы в нефтепереработке**

Классификация насосов

НАСОСЫ

ЛОПАСТНЫЕ

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ
ВИХРЕВЫЕ
ОСЕВЫЕ

СТРУЙНЫЕ

ОБЪЁМНЫЕ

ПОРШНЕВЫЕ
РОТОРНЫЕ

Лопастные и объёмные насосы принципиально различаются по виду энергии, сообщаемой жидкости в момент её передачи.

- Лопастные – это насосы кинетического действия: жидкость в рабочей части насоса приобретает большую скорость. В дальнейшем, как вторичный процесс, кинетическая энергия преобразуется в потенциальную – энергию давления на выходе из насоса.
- В объёмных насосах жидкость сразу получает энергию в форме давления. Во всех объёмных насосах образуются замкнутые полости переменного объёма. Жидкость в замкнутом пространстве подвержена действию силы от рабочего органа той или иной конструкции.
- Насосы классифицируют и по другим признакам: *по расположению вала* (горизонтальные, вертикальные), *по числу рабочих колёс* (одноступенчатые, двухступенчатые, многоступенчатые), *по роду перекачиваемой жидкости* (насосы общего назначения, конденсатные, химические, для горячих нефтепродуктов и другие).

Параметры работы насоса.

Работу любого насоса характеризуют следующие основные параметры.

- **1. Подача насоса ($Q, \text{м}^3/\text{с}$)** – это количество жидкости, подаваемой в напорный (выходной) трубопровод в единицу времени.
- **2. Напор насоса ($H, \text{м}$)** – это удельная энергия, сообщённая жидкости в насосе. Термин «удельная» здесь означает, что энергия отнесена к единице веса жидкости. Иногда (например, в объёмном гидроприводе) удобней использовать понятие *давление насоса p_n (Па)*. В таком случае слово «удельная» означает энергию, отнесённую к единице объёма.

- 3. Мощность N (Вт).

- Применительно к насосу различают два понятия мощности: *полезная мощность \underline{N}_n* — это мощность, сообщённая жидкости в насосе

$$N_n = \rho g Q H$$

и *потребляемая мощность N_e* — это мощность, подведённая к насосу от двигателя.

Потребляемая мощность насоса больше полезной, так как часть её затрачивается на потери энергии внутри насоса. Долю полезной мощности от потребляемой учитывает параметр, называемый КПД

4. Коэффициент полезного действия (КПД) η :

$$\eta = N_n / N_e$$

Величина η не имеет размерности.

Мощность, потребляемая насосом с учётом его КПД, составит

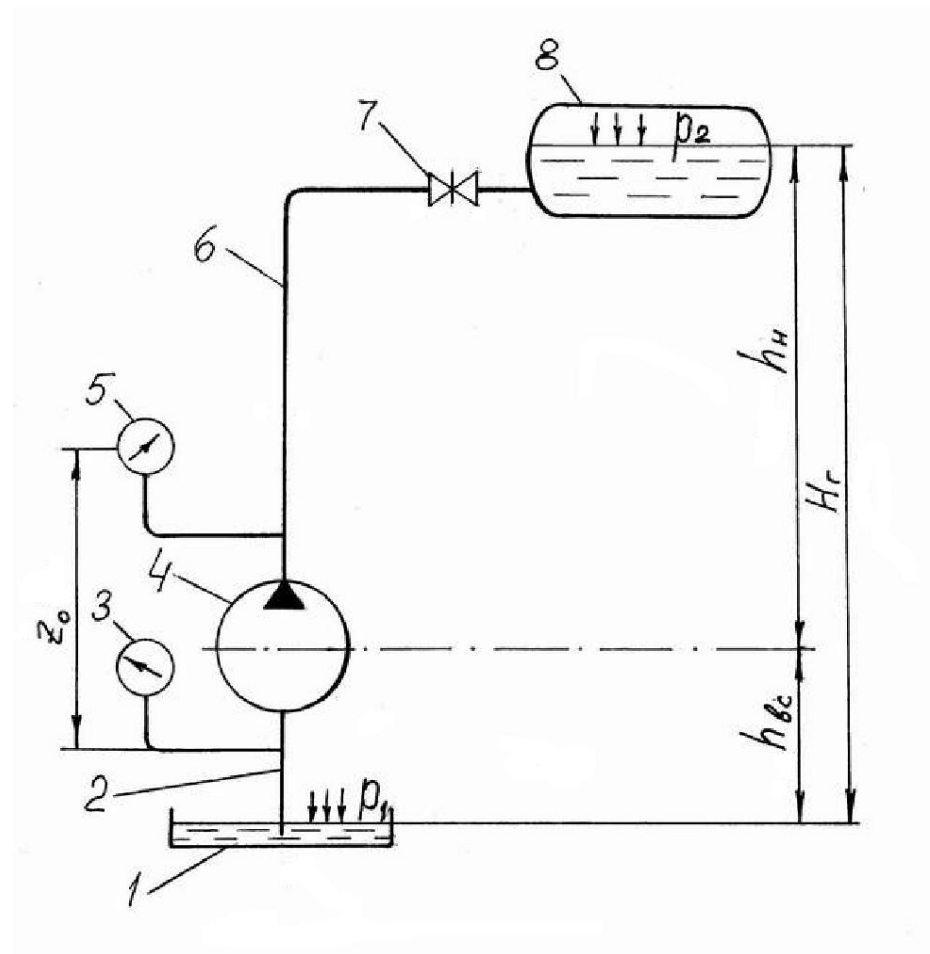
$$N_e = \rho g Q H / \eta.$$

Есть три причины потерь энергии в насосе.

- Объёмные потери возникают за счёт разности напоров в полости нагнетания и в полости всасывания насоса. Часть жидкости через неплотности между подвижными и неподвижными деталями насоса возвращается в полость всасывания. На это расходуется энергия, подводимая к насосу.
- Вторая причина потерь энергии – гидравлические потери, которые возникают при движении жидкости внутри насоса. Они аналогичны тем, которые имеют место при движении жидкости по трубам.
- Третья причина – потери на трение, возникающие между подвижными и неподвижными деталями насоса. Например, трение в подшипниках вала, трение в сальниковом уплотнении вала, в поршневом насосе - трение поршня о цилиндр и т. п.
- Поэтому ***коэффициент полезного действия насоса***

$$\eta = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_0 \cdot \eta_{\text{М}}$$

Насосная установка



1 –исходный резервуар; 2 – всасывающий трубопровод; 3 –вакуумметр; 4 –насос; 5 – манометр; 6 – нагнетательный трубопровод; 7 –задвижка ; 8 –приемный резервуар.

- $h_{вс}$ – высота всасывания;
- h_n - высота нагнетания;
- H_g –геометрическая высота подъема жидкости.

Напор насоса

$$H = H_{\Gamma} + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + h_{\Pi}$$

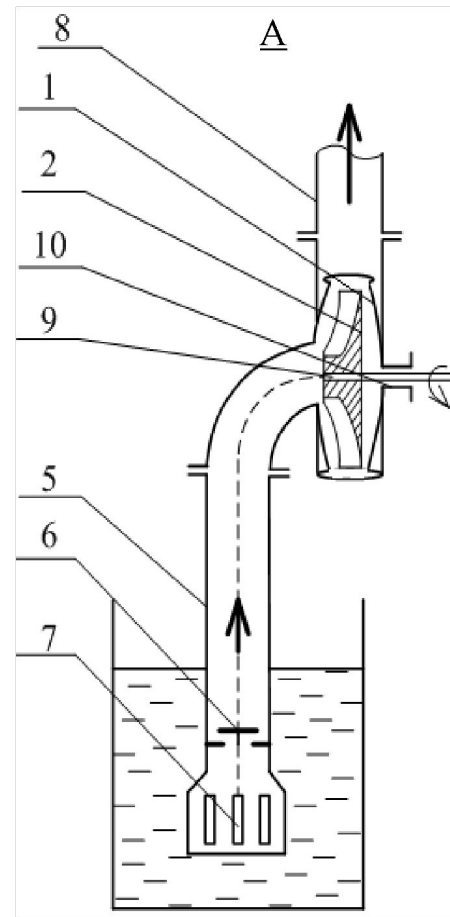
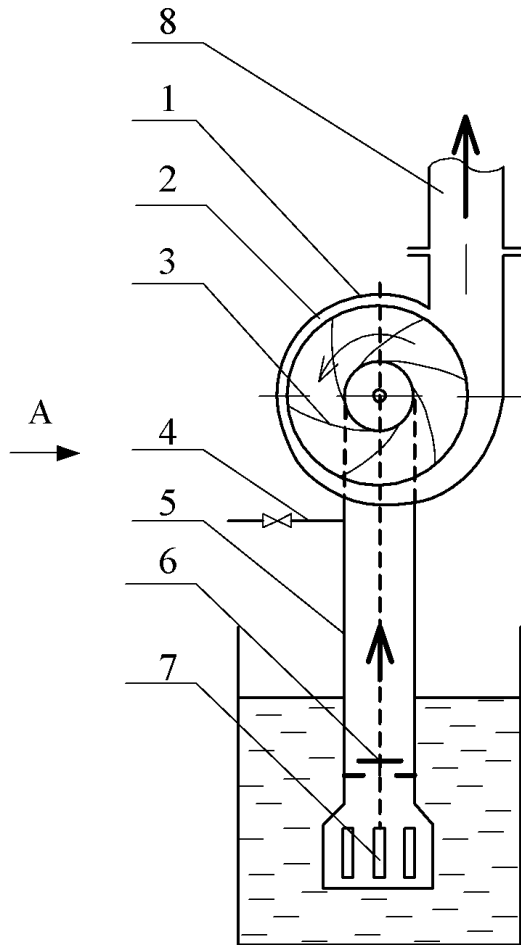
Напор насоса H в насосной установке затрачивается на подъём жидкости на геометрическую высоту H_{Γ} , которая является суммой высоты всасывания $h_{вс}$ и высоты нагнетания $h_{н}$; обеспечение разности напоров (давлений) в сосудах: $(p_2 - p_1) / \rho g$; преодоление гидравлического сопротивления во всасывающем и напорном трубопроводах h_{Π} .

$$H = z_0 + \frac{P_M + P_B}{\rho \cdot g}$$

Для измерения напора насосной установки с помощью приборов необходимо сложить показания манометра и вакуумметра, выразив их в единицах измерения напора, и расстояние между этими приборами

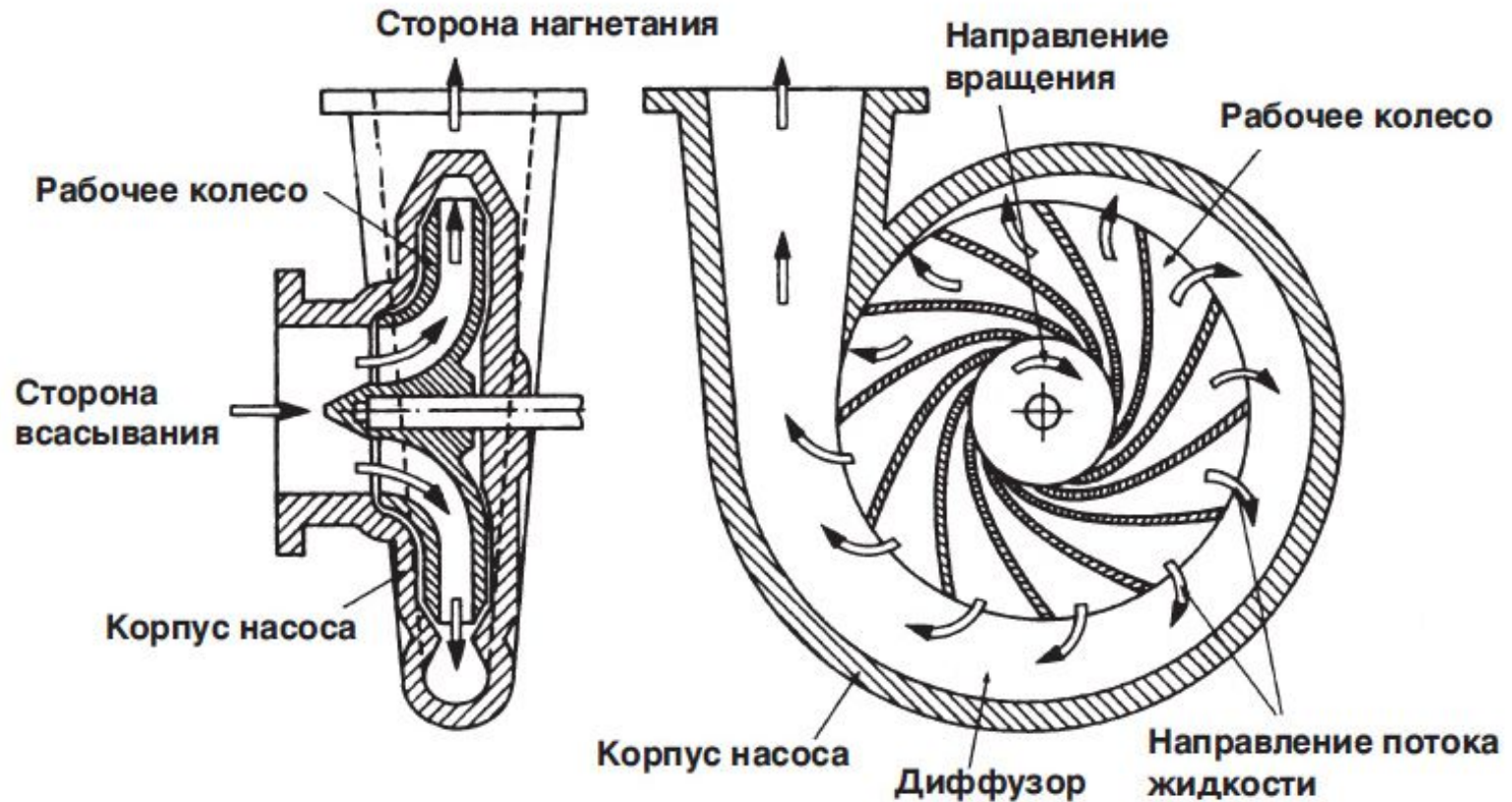
Центробежные насосы

1. Одноступенчатые насосы

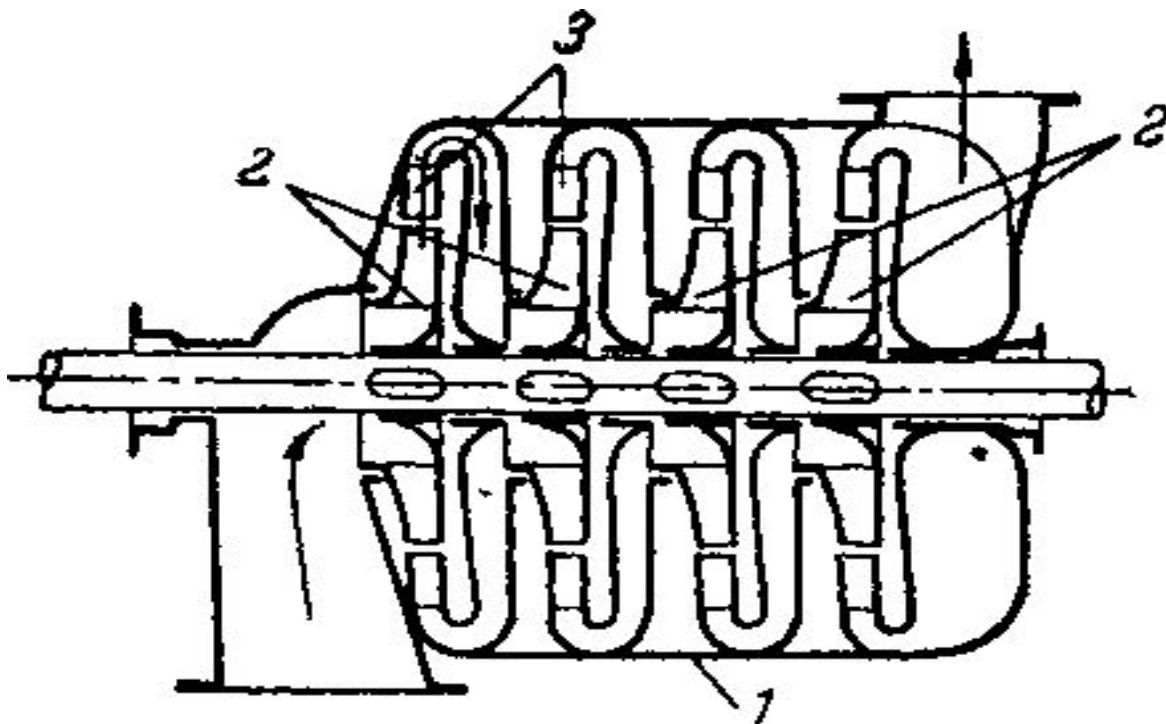


- 1 – корпус; 2 – рабочее колесо; 3 – лопатки; 4 – линия для залива насоса перед пуском; 5 – всасывающий трубопровод; 6 – обратный клапан; 7 – фильтр; 8 – нагнетательный трубопровод; 9 – вал; 10 – сальник

Схема движения жидкости в центробежном насосе

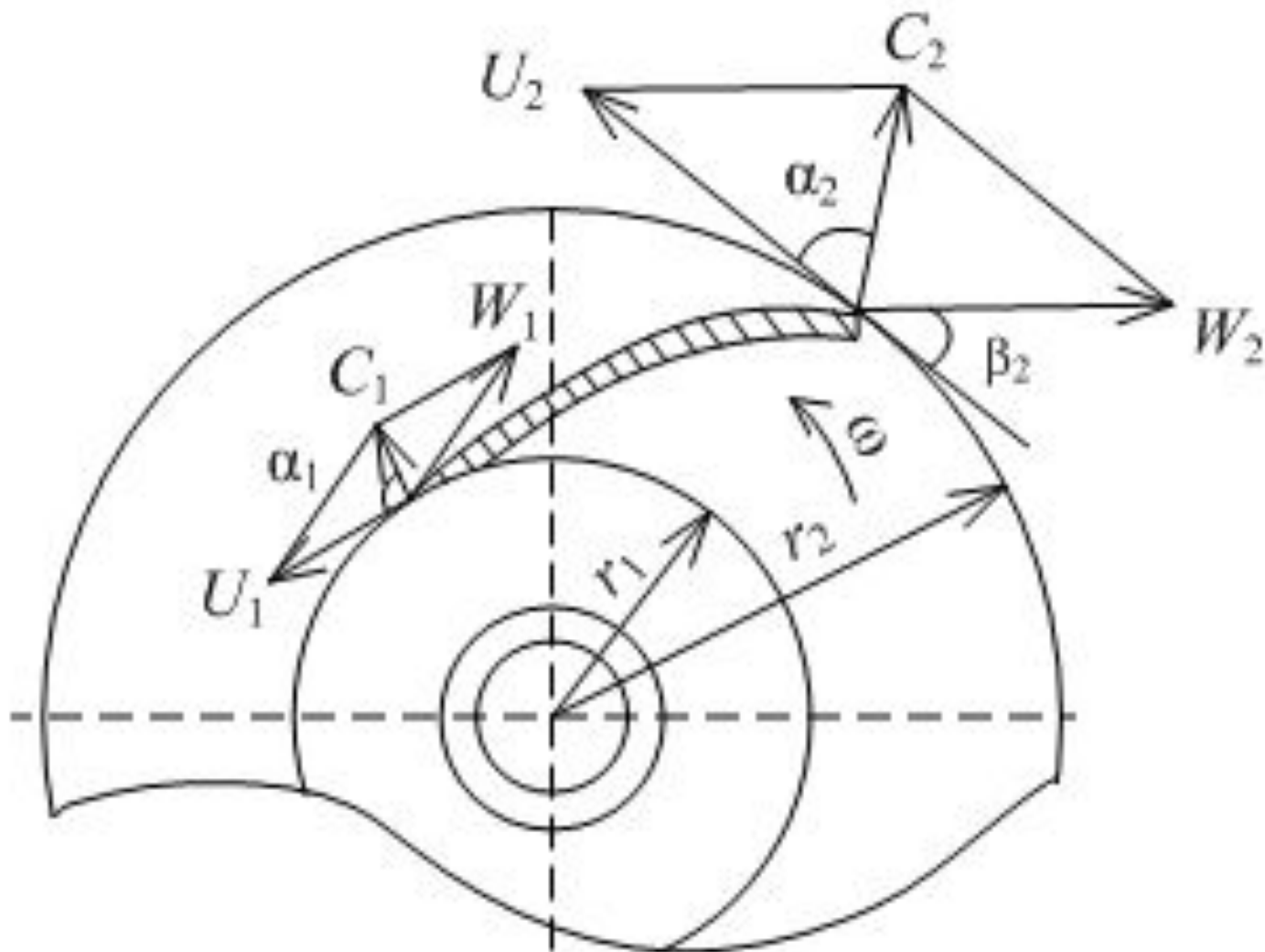


2. Многоступенчатые насосы



- 1-корпус;
- 2-рабочее колесо;
- 3-направляющий аппарат

3. Параллелограммы скоростей и основное уравнение центробежного насоса



Основное уравнение центробежного насоса

- Основное уравнение центробежного насоса устанавливает зависимость между теоретическим напором H_T , создаваемым колесом и скоростью движения жидкости в колесе

$$H_T = \frac{1}{g} (C_2 \cdot U_2 \cos \alpha_2 - C_1 \cdot U_1 \cos \alpha_1)$$

C_1, C_2 – абсолютные скорости на входе в рабочее колесо и на выходе из него соответственно, м/с;

U_1, U_2 – окружные скорости на входе в рабочее колесо и на выходе из него соответственно, м/с;

α_1, α_2 – угол направления абсолютной скорости на входе в рабочее колесо и на выходе из него соответственно;

g – ускорение свободного падения, м/с².

4. Законы пропорциональности

- Изменение подачи $\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$
- для напора

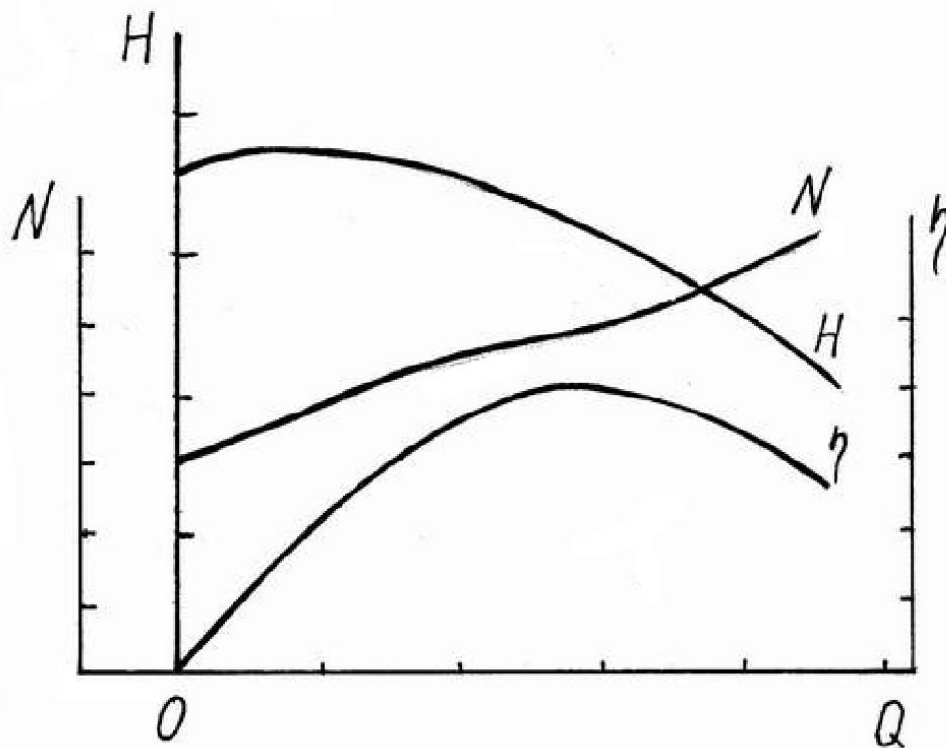
$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

и для полезной мощности

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3$$

5. Характеристики центробежного насоса

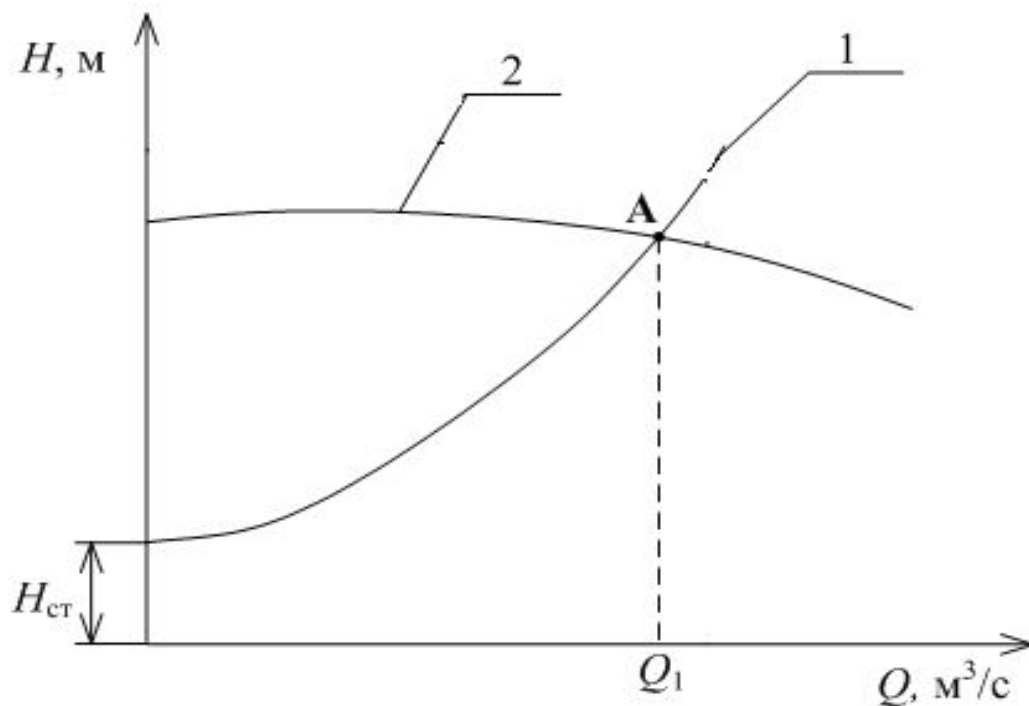
- графические зависимости $H = f_1(Q)$; $N = f_2(Q)$; $\eta = f_3(Q)$.



6. Работа насоса на трубопровод. Рабочая точка насоса

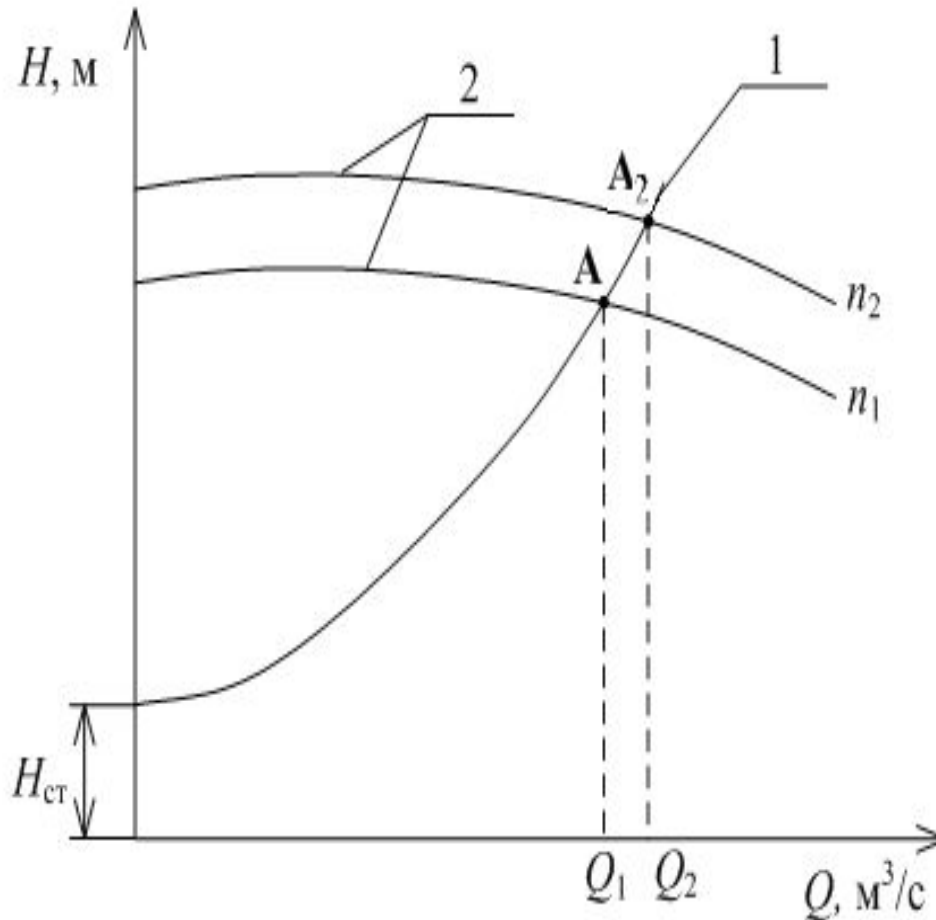
Совместная работа насоса и сети характеризуется точкой материального и энергетического равновесия системы. Для этого в одних координатах строят характеристику сети (1) и главную характеристику насоса (2).

Точку пересечения двух этих кривых (точку **A**) называют **рабочей**, или **режимной, точкой**. Эта точка соответствует максимальной подаче жидкости Q_1 насосом в данную сеть.



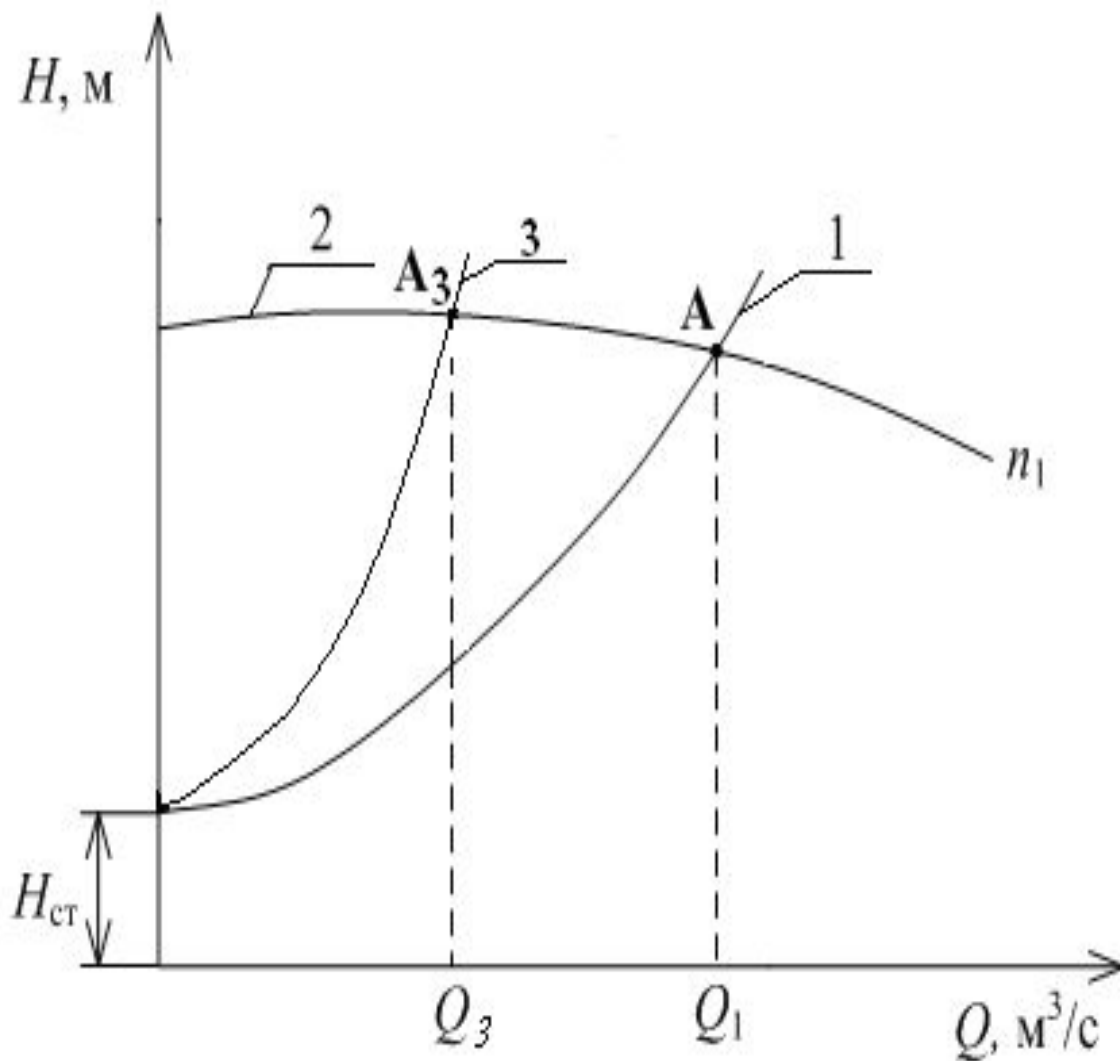
7. Регулирование подачи

1. Если нужно увеличить подачу в сеть Q_2 , то следует увеличить частоту вращения рабочего колеса n_2 (точка A_1).



- 1 – характеристика сети;
- 2 – характеристика центробежного насоса при разных частотах вращения рабочего колеса ($n_1 > n_2$)

При необходимости снижения подачи до значения Q_3 необходимо изменить характеристику сети: частично перекрыв нагнетательный трубопровод, что приведет к потерям напора на преодоление гидравлического сопротивления задвижки или вентиля на этом трубопроводе



- 1 – характеристика сети;
- 2 – главная характеристика центробежного насоса,
- 3 – характеристика сети после регулирования подачи

8. Высота всасывания центробежного насоса

- Допустимая высота всасывания рассчитывается по формуле:

$$h_{\text{вс}}^{\text{доп}} = \frac{P_1 - P_{\text{нп}}}{\rho \cdot g} - h_{\text{п}}^{\text{вс}} - \Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}}$$

- P_1 – давление в исходном резервуаре, Па;
- $P_{\text{нп}}$ – давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости при рабочей температуре, Па;
- ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;
- g – ускорение свободного падения, м/с²;
- $h_{\text{п}}^{\text{вс}}$ – потери напора во всасывающей линии, м.
- $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}}$ – допустимый кавитационный запас, м;

- **Допустимый кавитационный запас**

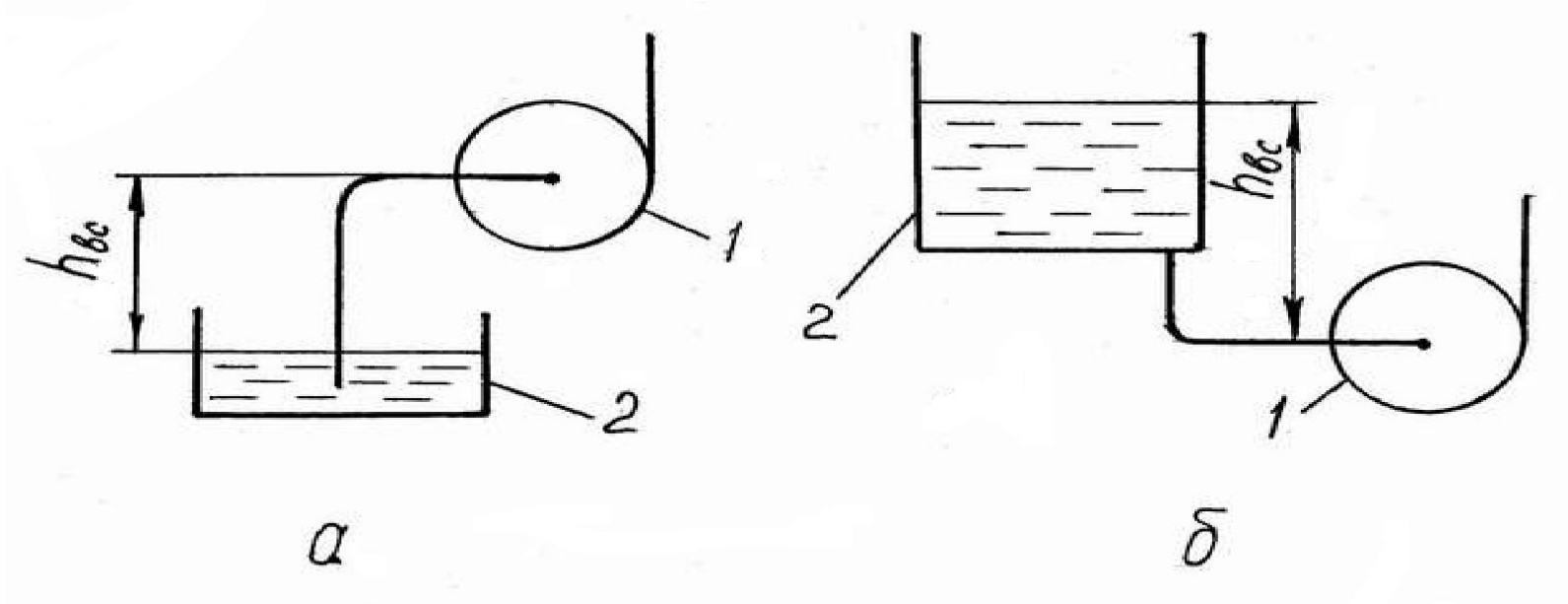
$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}} = (1,2 \dots 1,3) \Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}$$

$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}$ - критический кавитационный запас, м

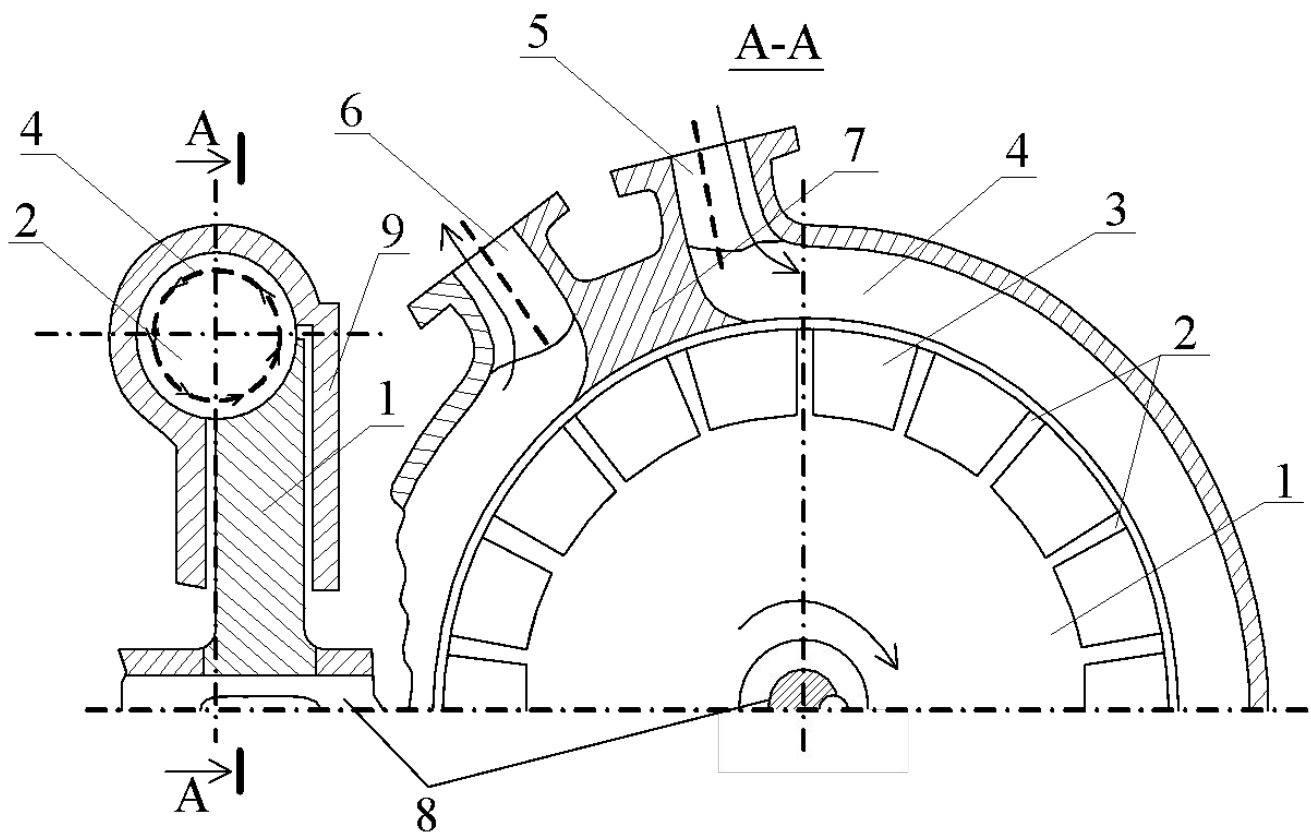
$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}} = 0,00125(Q \cdot n^2)^{0,67}$$

Q – подача насоса, м³/с;
 n – частота вращения рабочего колеса насоса, об/мин.

- Если расчетное значение $h_{вс}$ положительно, насос может работать в режиме всасывания с высотой всасывания $< h_{вс}$.
- Если расчетное значение $h_{вс}$ отрицательно, тогда на входе в насос необходим подпор.



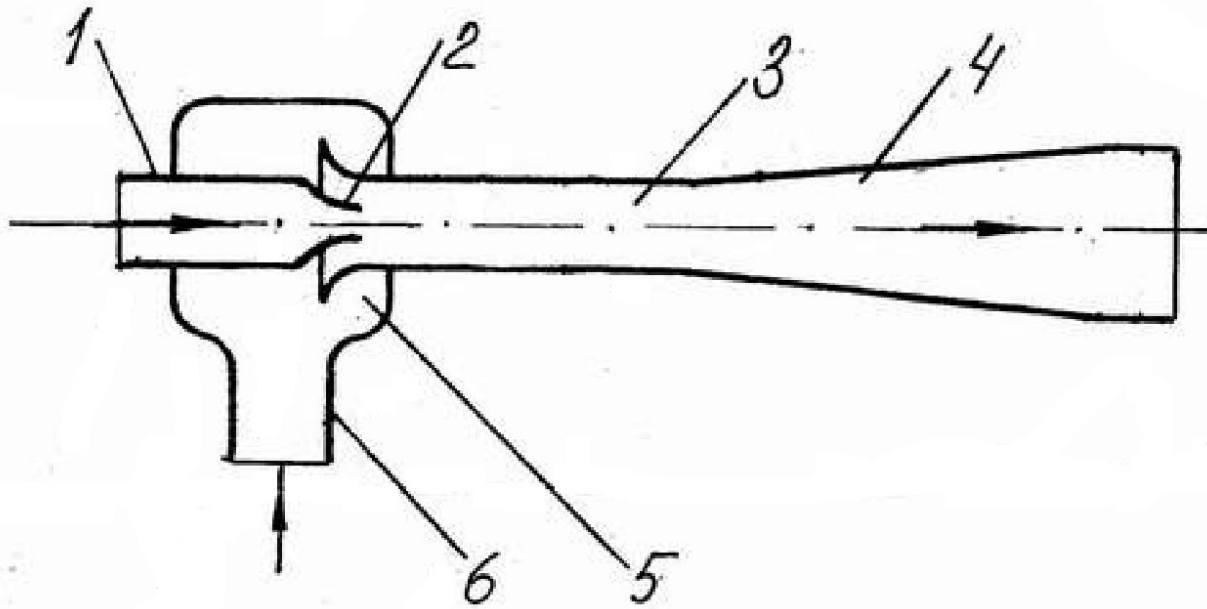
Вихревые насосы



- 1 – рабочее колесо;
- 2 – лопатки рабочего колеса;
- 3 – межлопастные каналы;
- 4 – кольцевой отвод;
- 5 – всасывающий патрубок;
- 6 – нагнетательный патрубок;
- 7 – разделитель потоков;
- 8 – вал рабочего колеса;
- 9 – корпус

- При вращении рабочего колеса жидкость, находящаяся в межлопастных каналах 4, увлекается лопатками и одновременно под воздействием центробежной силы завихряется. При этом один и тот же объем жидкости на участке от входа в кольцевую полость до выхода из нее многократно попадает в межлопастные каналы, где каждый раз получает дополнительное приращение энергии, а следовательно, и напора. Поэтому напор вихревых насосов в два-четыре раза больше, чем центробежных, при одном и том же диаметре колеса, т.е. при одной и той же угловой скорости. Это, в свою очередь, позволяет изготавливать вихревые насосы значительно меньших размеров и массы по сравнению с центробежными. К достоинствам вихревых насосов следует отнести также простоту устройства и отсутствие необходимости заливки линии всасывания и корпуса перед каждым пуском насоса, так как эти насосы обладают самовсасывающей способностью.
- Недостатком вихревых насосов является сравнительно невысокий коэффициент полезного действия от 0,25 до 0,5 и быстрый износ их деталей при работе с загрязненными жидкостями.

Струйные насосы



- В струйных насосах рабочая жидкость (обычно вода или водяной пар) с большой скоростью из сопла 2 поступает в камеру смешения 3. При этом в камере смешения создается разрежение, достаточное для подъема жидкости из перекачиваемого резервуара в насос. Засасываемая жидкость быстро смешивается с рабочей и смесь поступает в диффузор. В диффузоре 4 скорость потока уменьшается и, в соответствии с уравнением Бернулли, кинетическая энергия движения переходит в потенциальную энергию давления, вследствие чего смесь поступает в нагнетательный трубопровод под напором.

- Струйные насосы, в зависимости от назначения, подразделяют на *инжекторы* (нагнетательные) и *эжекторы* (всасывающие). Подачу струйных насосов характеризуют *коэффициентом инжекции*:

$$k_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{р}}}$$

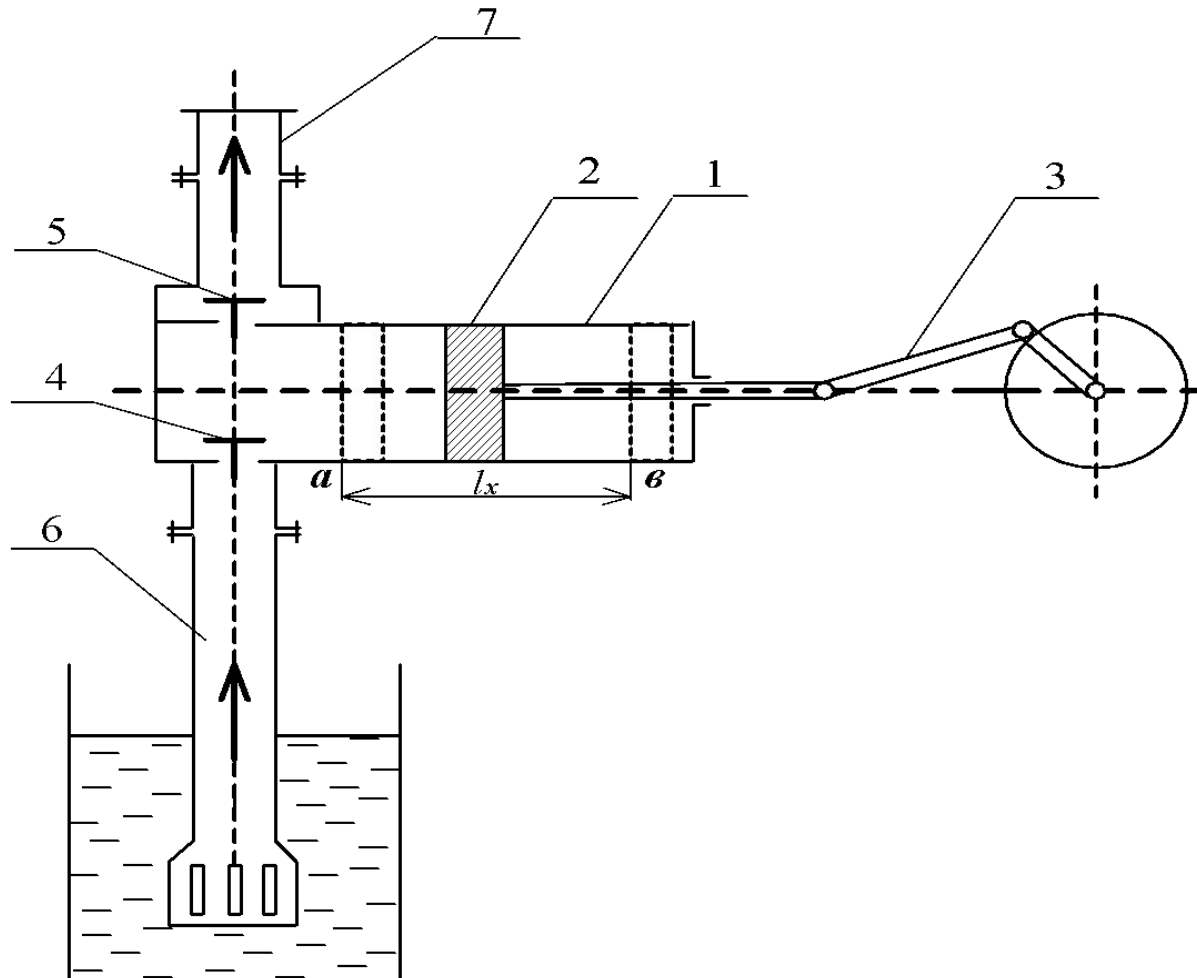
$k_{\text{и}}$ – коэффициент инжекции;

$Q_{\text{п}}$ – объемный расход перекачиваемой жидкости, м³/с;

$Q_{\text{р}}$ – объемный расход рабочей жидкости, м³/с.

Поршневые насосы

1. Поршневой насос простого действия



- Наиболее распространенным типом объемных насосов являются поршневые. Насос состоит из цилиндра 1 в котором с помощью кривошипно-шатунного механизма движется возвратно-поступательно поршень 2; при движении поршня слева направо, в цилиндре возникает разрежение, вследствие чего всасывающий клапан 4 поднимается и жидкость из резервуара по всасывающему трубопроводу 6 поступает в цилиндр 1 и движется за поршнем. Нагнетательный клапан 5 при этом закрыт, так как на него действует сила давления жидкости, находящейся в нагнетательном трубопроводе. При ходе поршня справа налево (из крайнего правого положения) в цилиндре создается избыточное давление, под действием которого закрывается (опускается) всасывающий клапан, а нагнетательный клапан 5 открывается, и жидкость поступает в нагнетательный трубопровод.

- Теоретическая производительность насоса простого действия при частоте вращения вала n кривошипно-шатунного механизма определяется по формуле:

$$Q_T = \frac{S_{\text{п}} \cdot l_{\text{х}} \cdot n}{60}$$

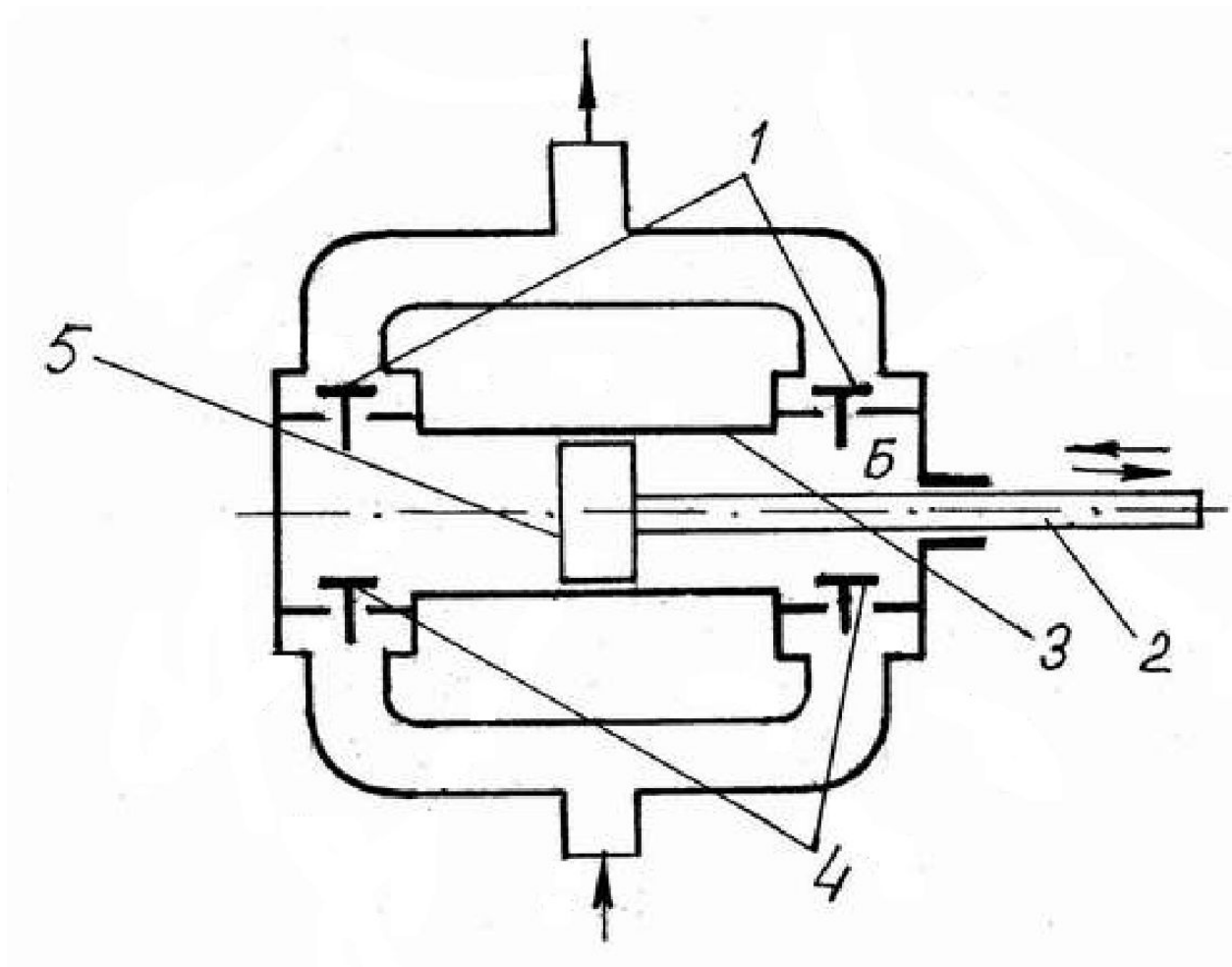
- Q_T – теоретическая подача поршневого насоса, м³/с
- $S_{\text{п}}$ – площадь поперечного сечения поршня, м²;
- $l_{\text{х}}$ – ход поршня, м;
- n – частота вращения вала кривошипно-шатунного механизма, об/мин.

- Действительная подача (производительность)

$$Q_{\text{д}} = Q_{\text{т}} \cdot \eta_V = \frac{S_{\text{п}} \cdot l_X \cdot n \cdot \eta_V}{60}$$

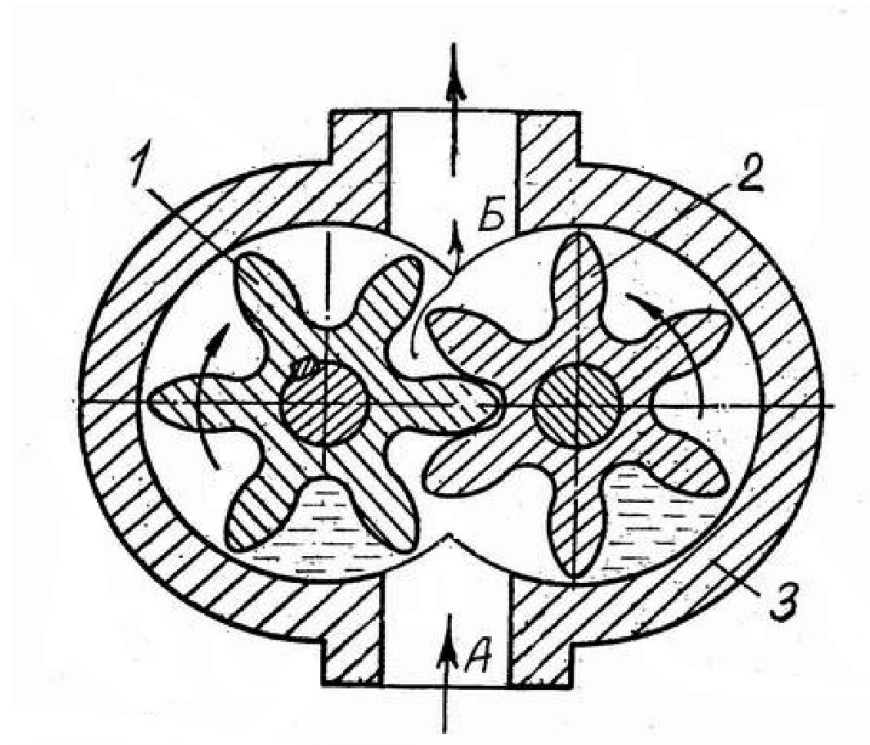
η_V – объемный коэффициент полезного действия, или коэффициент подачи.

2. Поршневой насос двойного действия



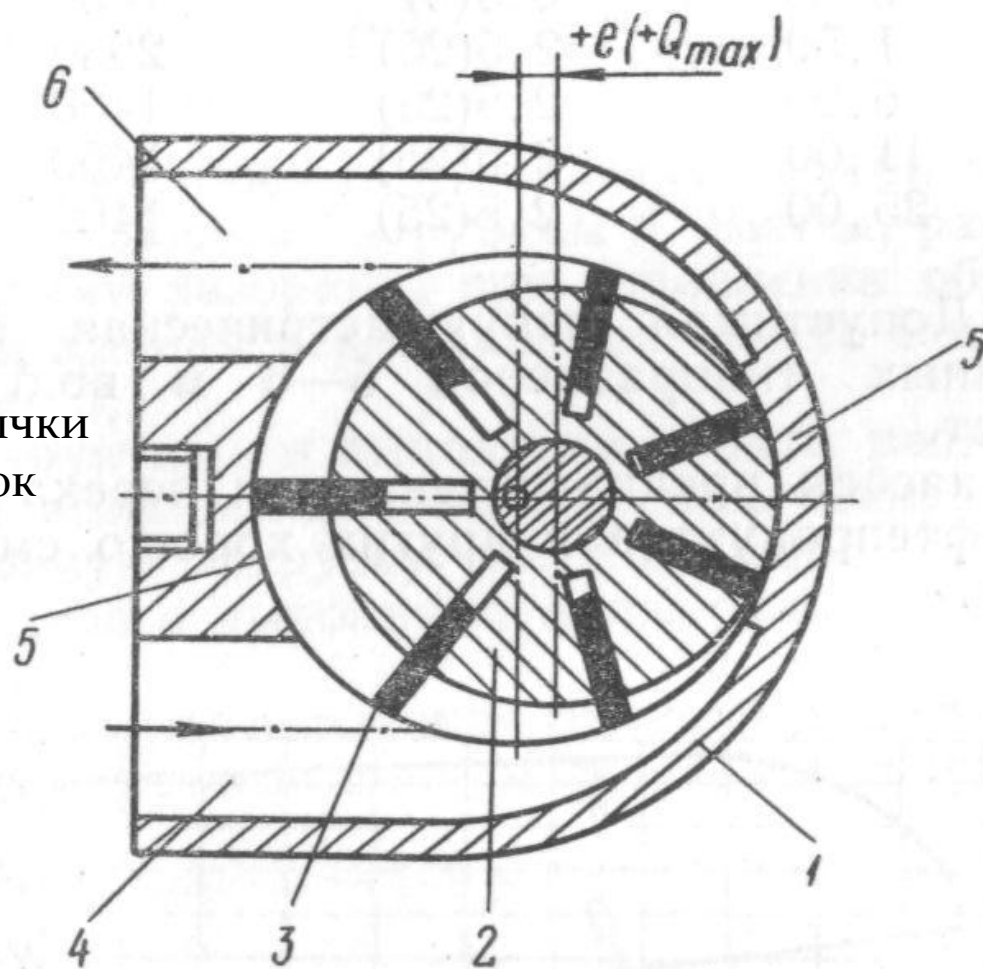
Роторные насосы

1. Шестеренчатый насос

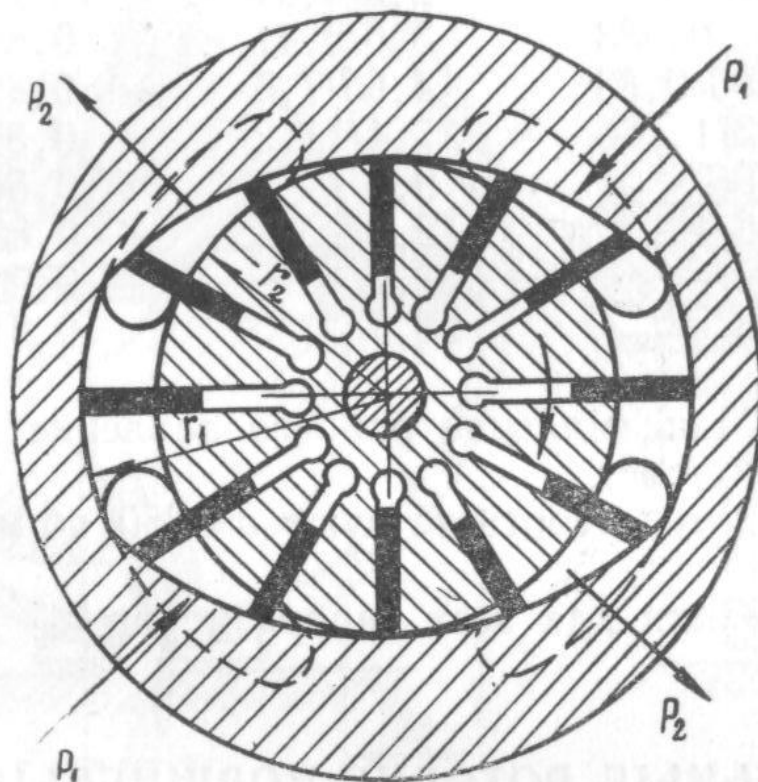


2. Пластинчатый насос однократного действия

1. Статор
2. Ротор
3. Вытеснители
4. Всасывающий патрубок
5. Уплотнительные перемычки
6. Нагнетательный патрубок

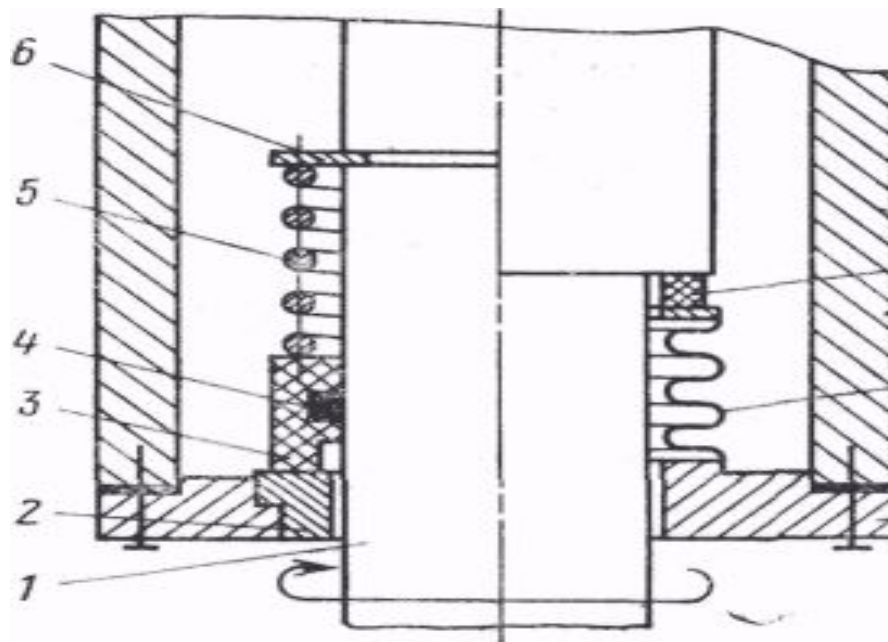


3. Пластинчатый насос двукратного действия

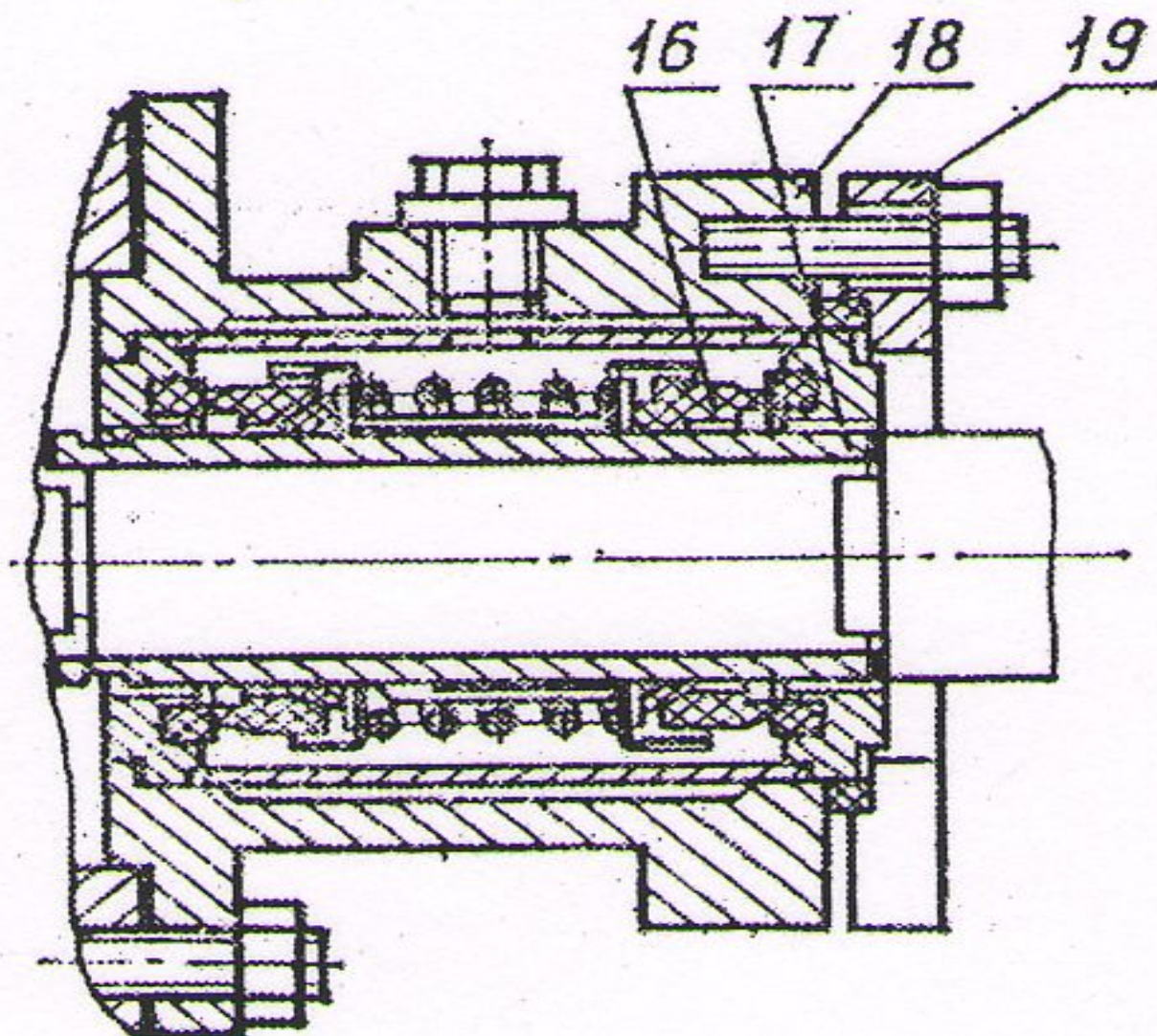


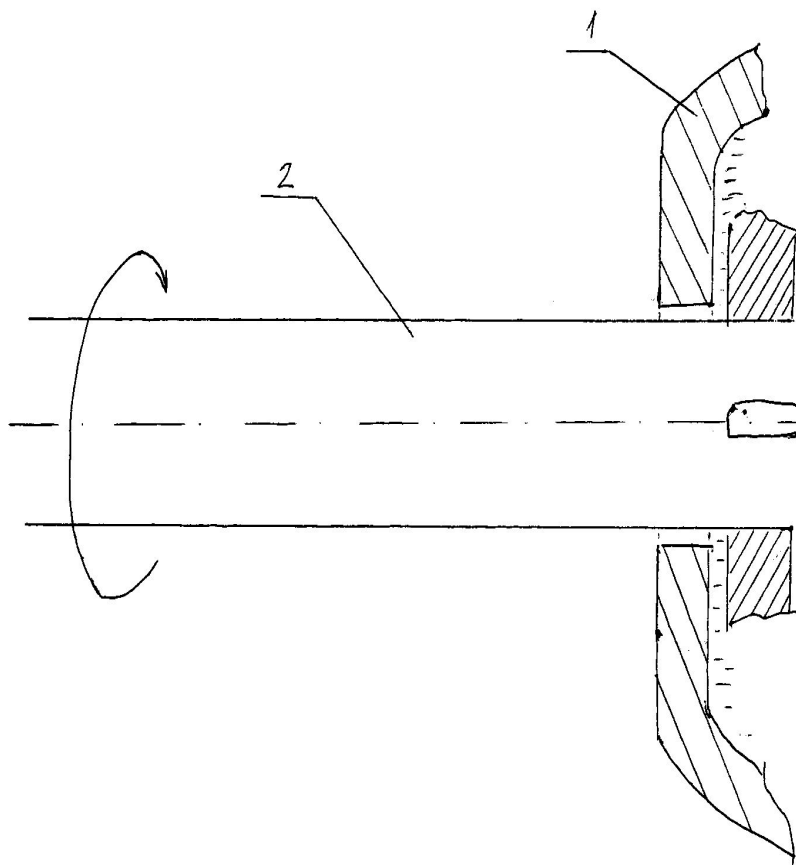
Торцевые уплотнения

Стратегия технических служб на многих предприятиях разных отраслей промышленности предусматривает подбор уплотнений, которые имеют максимальные сроки службы, дают возможность стандартизировать процедуры ремонта и упростить ремонтную базу. При таком подходе приходится применять более дорогостоящие уплотнения, так как их конструкция может быть сложнее, а материалы пар трения и вторичных уплотнений выбираются так, что они устанавливаются на максимальное количество позиций. Тогда сокращаются номенклатура уплотнений и необходимые их объемы хранения на складах. Упрощается ремонт, уменьшается количество ошибок, повышается оперативность ремонта, в результате чего сокращается занятый ремонтном персоналом и снижаются общие расходы. Значительные первоначальные затраты окупаются за 3 – 8 месяцев. При этом во многих случаях переходят на двойные уплотнения, что соответствует новым требованиям Ростехнадзора.



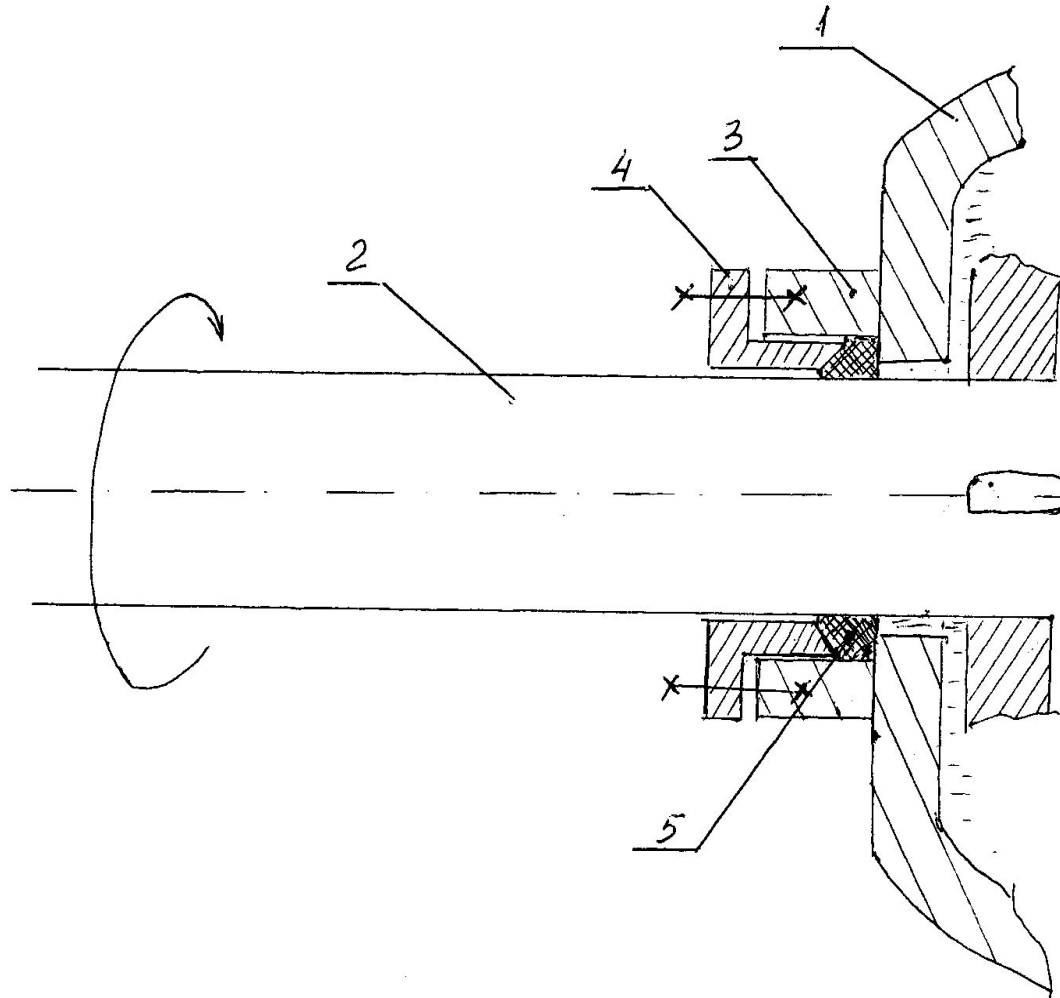
Вариант с двойным торцовым уплотнением (2Г)





1– корпус
насоса;
2-вал;

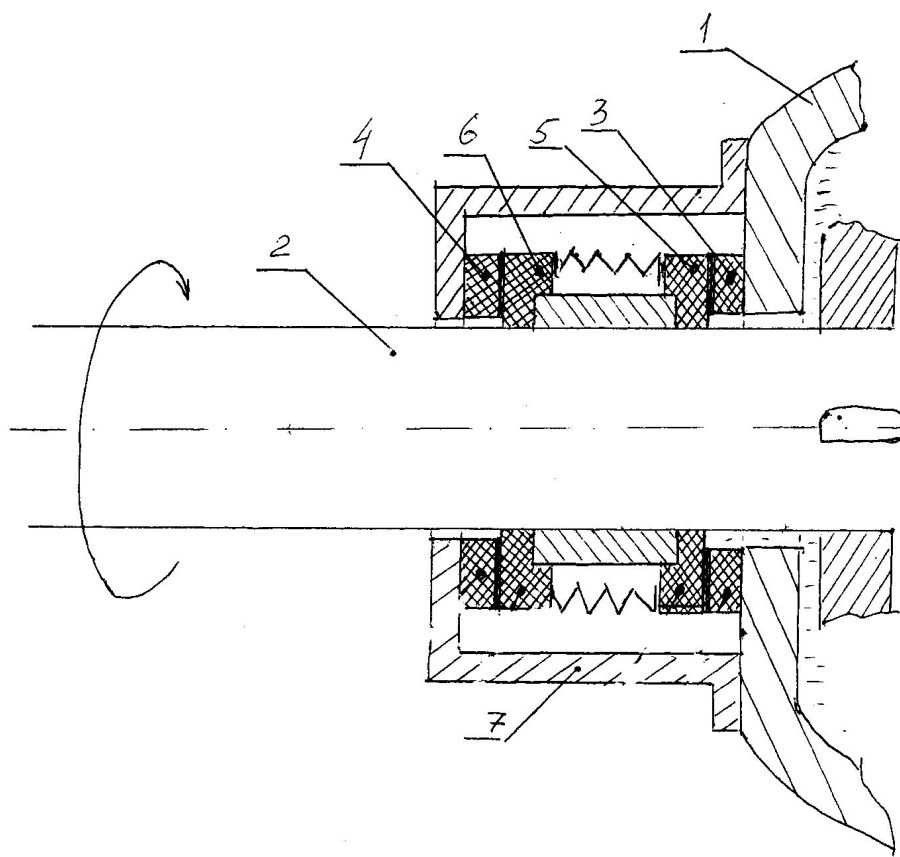
Сальниковое уплотнение



- 1– корпус насоса;
- 2-вал;
- 3- Втулка;
- 4-Прижимная гильза;
- 5 – Уплотнение.

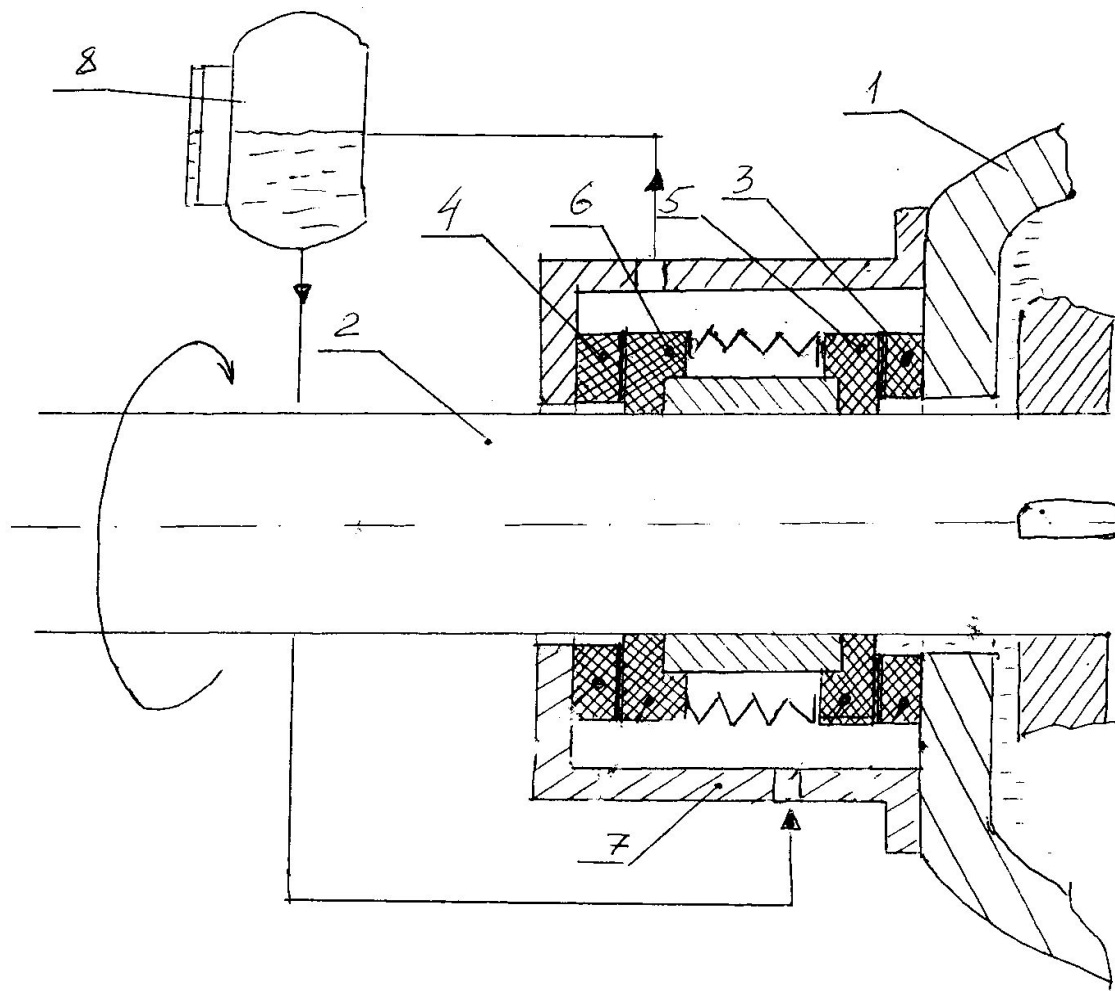
Торцевое уплотнение.

Основным узлом торцевого уплотнения является пара трения. Материал, из которого она изготовлена, должен обладать износостойкостью и малым коэффициентом трения. Используются следующие материалы: кислотостойкая сталь – одно кольцо; углеграфит, бронза или фторопласт – другое кольцо. Фторопласт применяется только в случае небольших давлений и при невысоких скоростях пары трения, так как он обладает хладотекучестью.



- 1 – корпус насоса;
- 2-вал;
- 3- неподвижное
кольцо 1-ой пары
трения ;
- 4 - неподвижное
кольцо 2-ой пары
трения;
- 5 - подвижное кольцо
1-ой пары трения
;
- 6 - подвижное кольцо
2-ой пары трения
;
- 7-корпус
уплотнения;

Торцевое уплотнение с затворной жидкостью



- 1 – корпус насоса;
- 2-вал;
- 3- неподвижное кольцо 1-ой пары трения ;
- 4 - неподвижное кольцо 2-ой пары трения;
- 5 - подвижное кольцо 1-ой пары трения ;
- 6 - подвижное кольцо 2-ой пары трения ;
- 7-корпус уплотнения;
- 8 – бачок с затворной жидкостью.

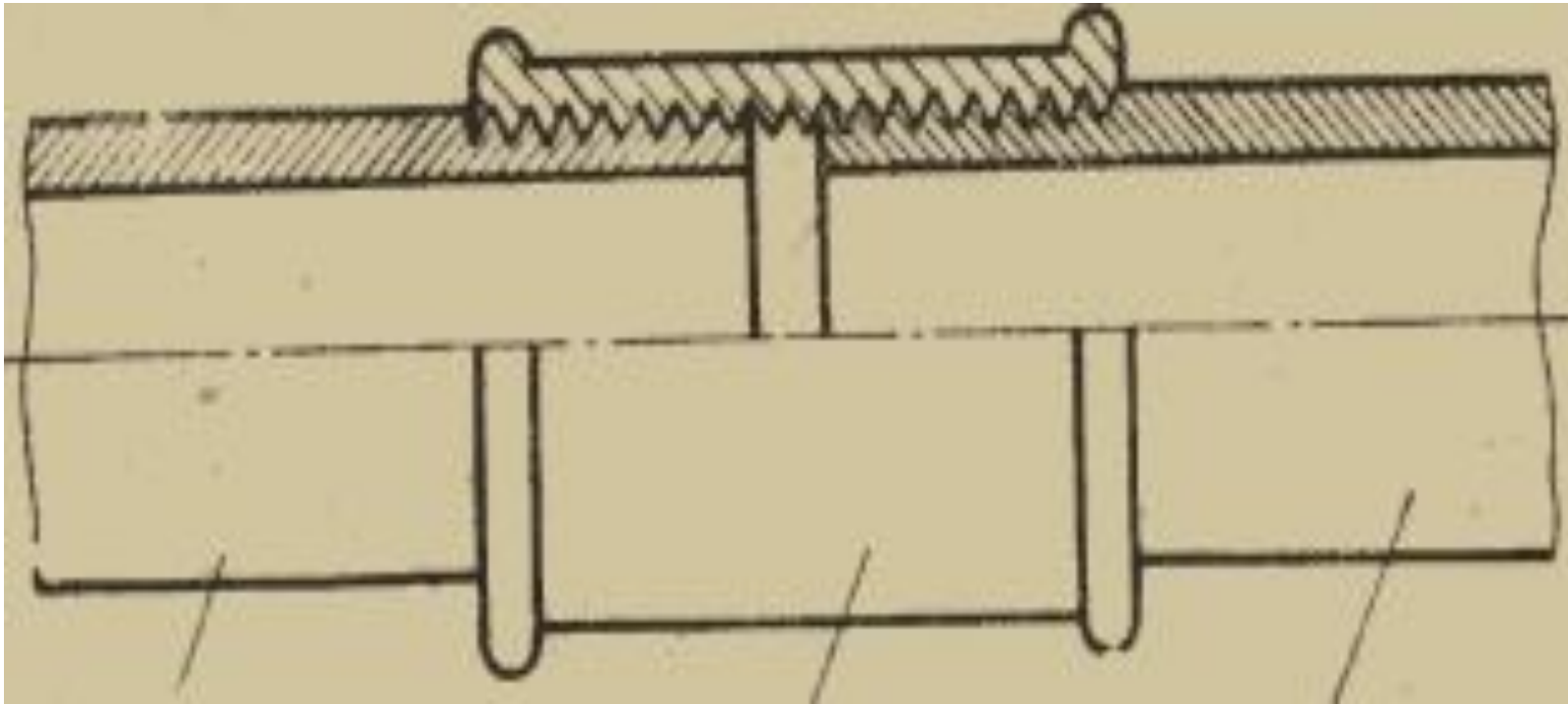
УСТРОЙСТВО ТРУБОПРОВОДОВ

1. Соединения трубопроводов

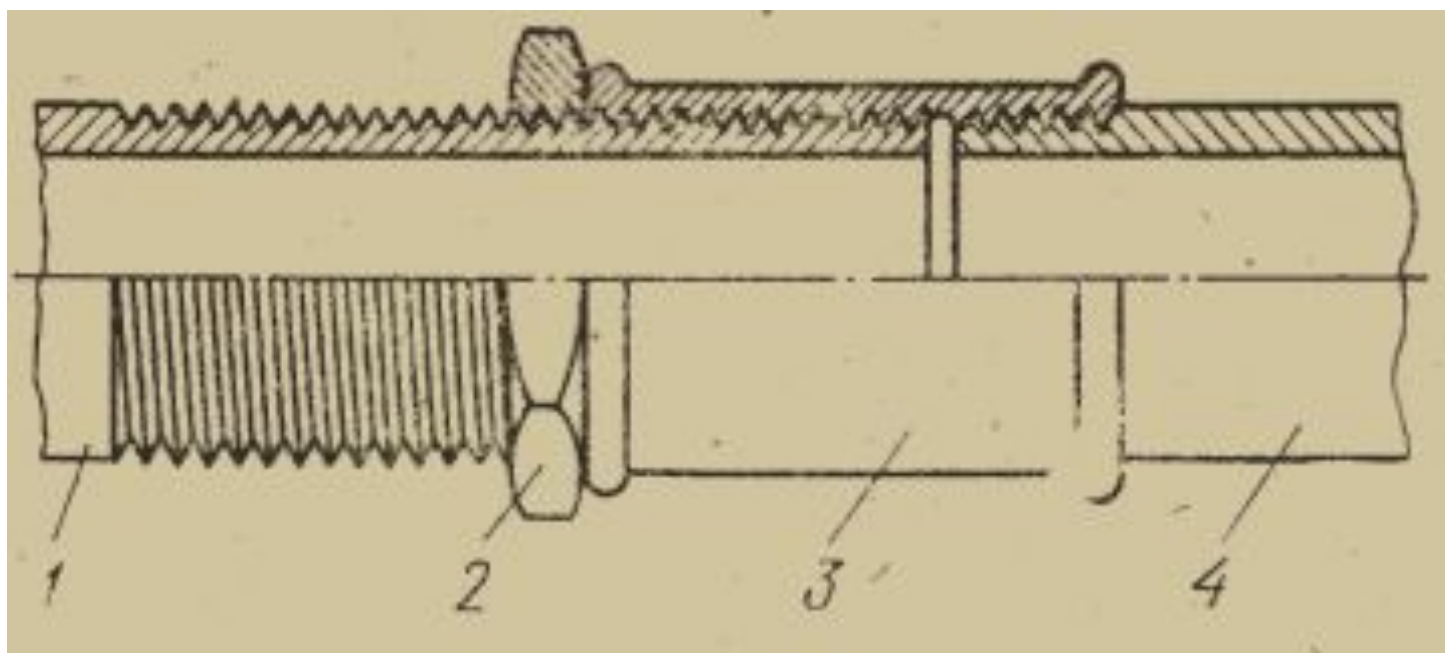
А. Сварка

Б. Резьбовое

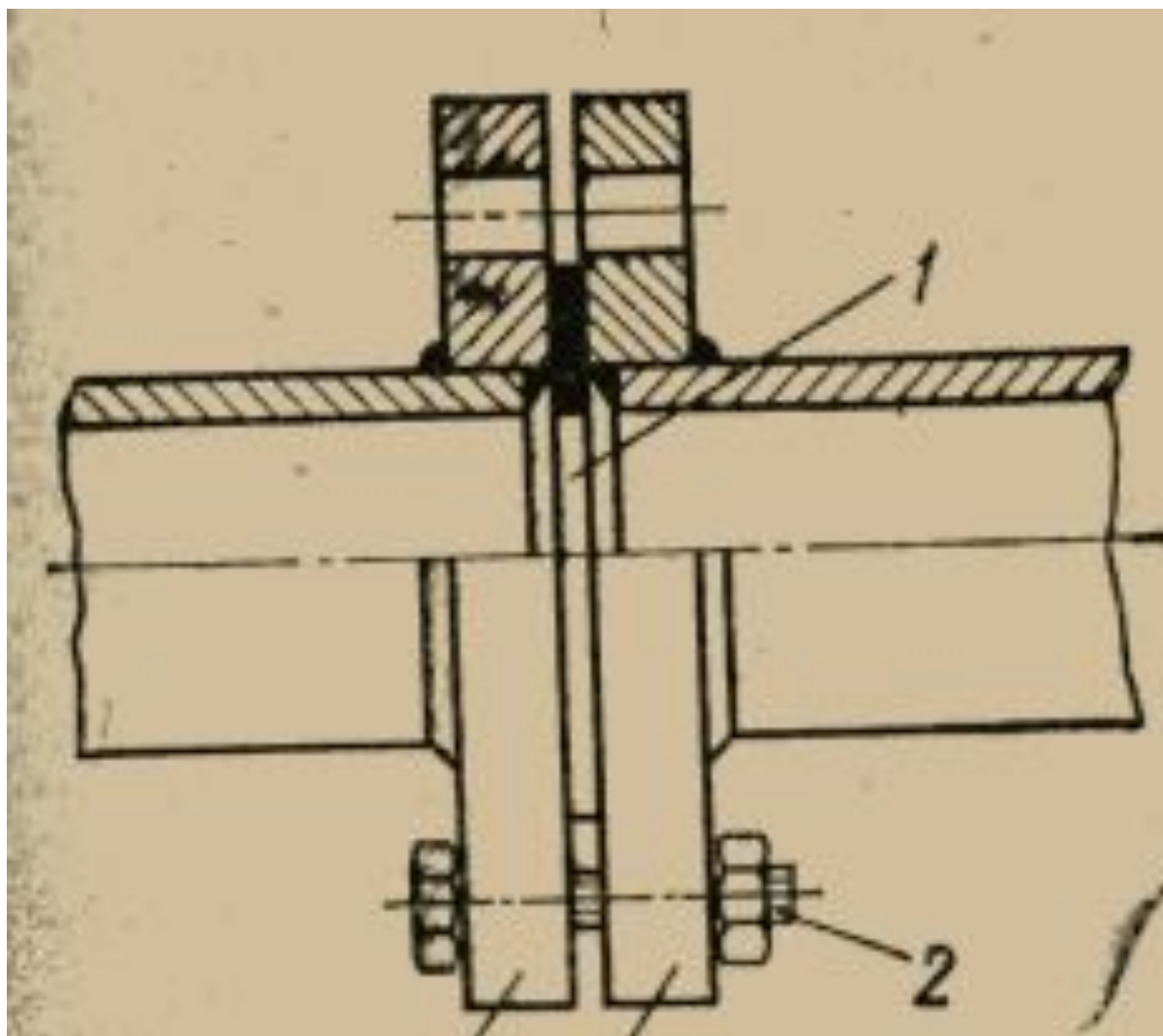
- муфтой



- Муфтой со сгоном



В.Фланцевое



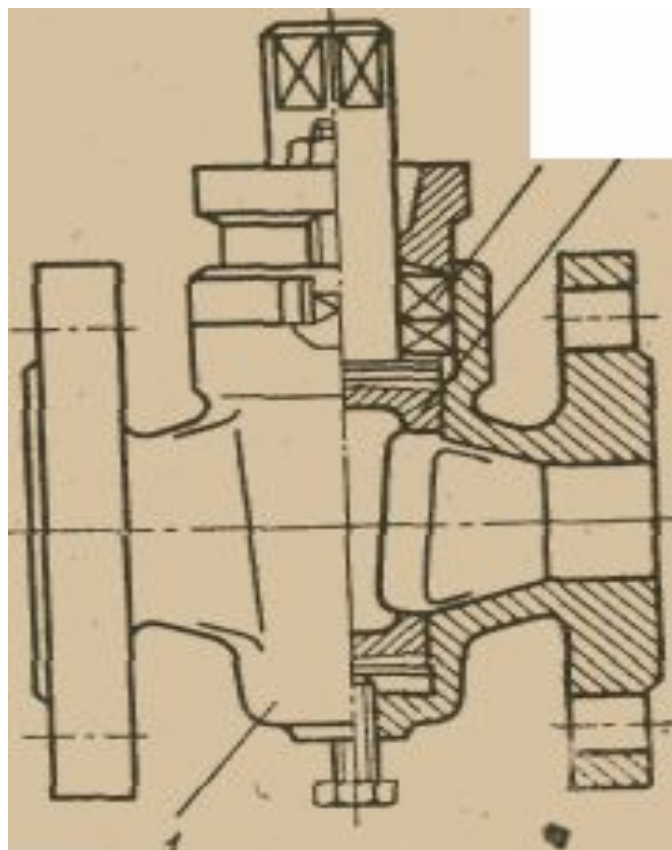
2. Трубопроводная арматура

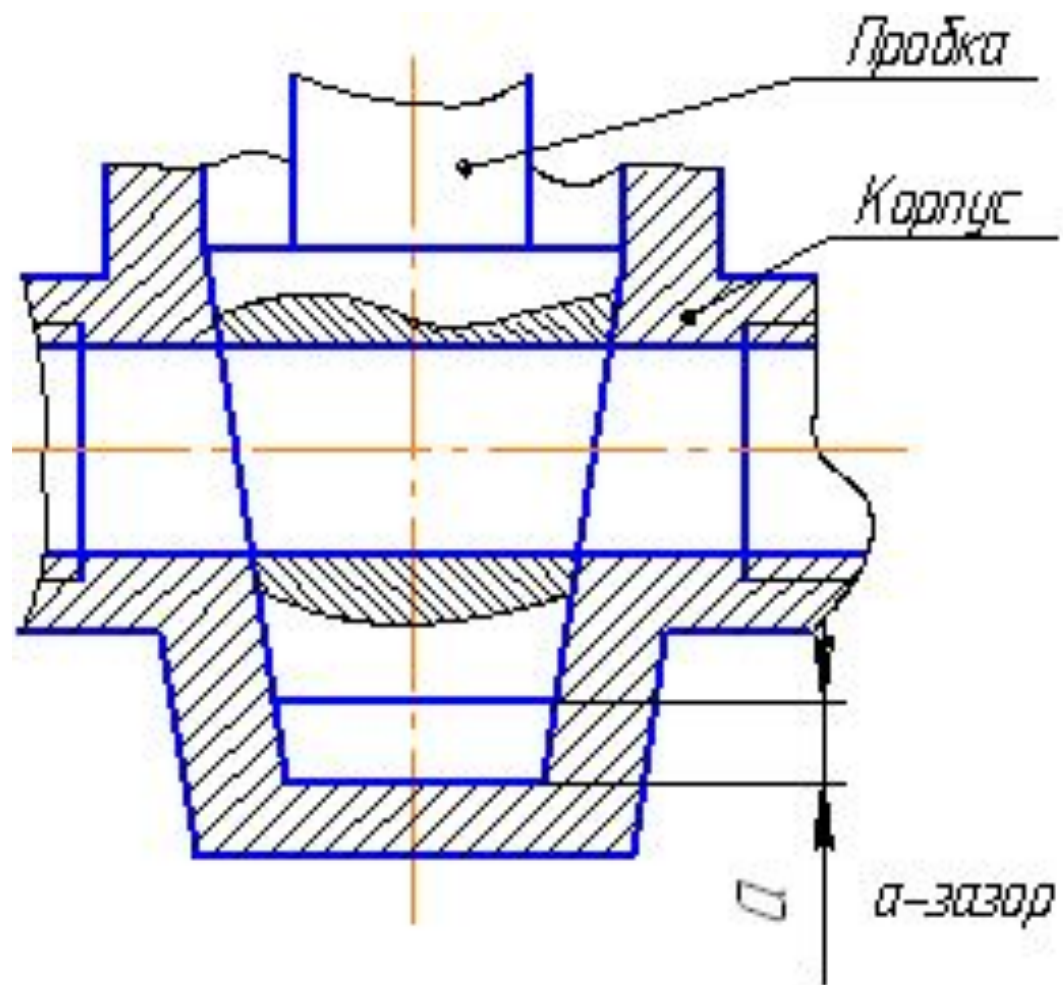
а). Краны

б). Ветили

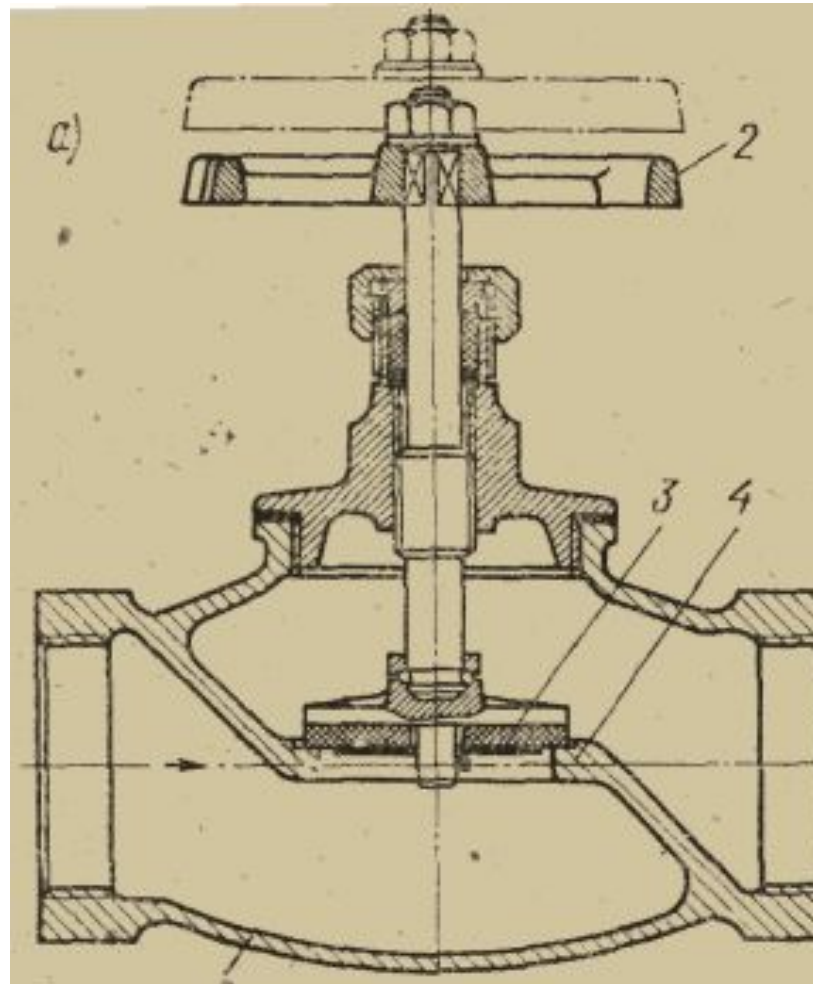
в). Задвижки

Краны: пробковые и шаровые



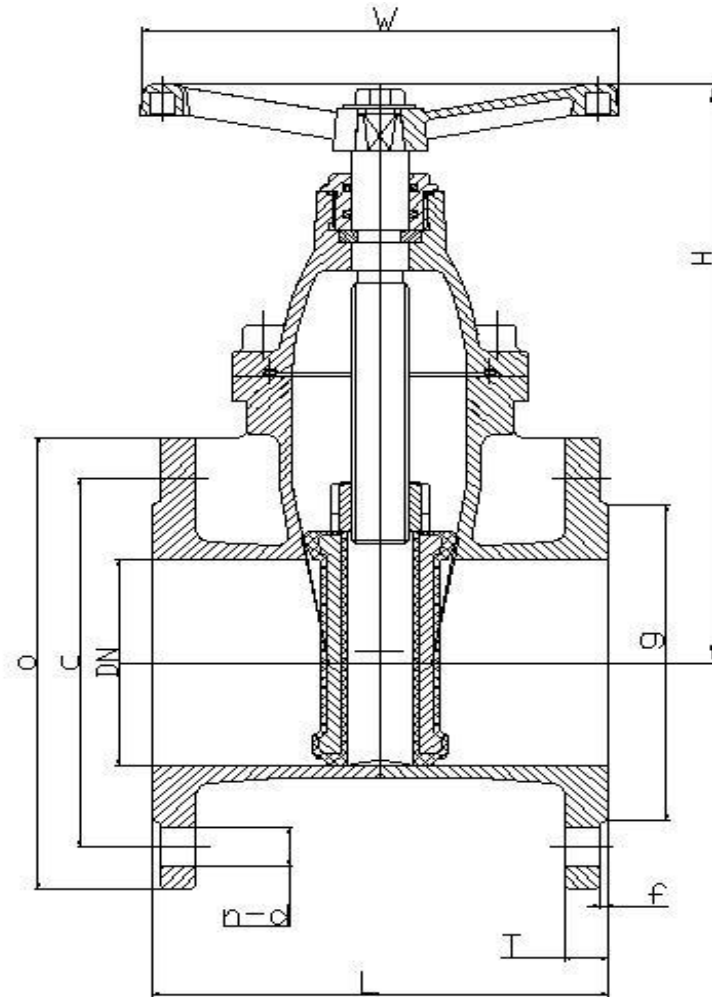


Вентили



Задвижки





3. Компесаторы

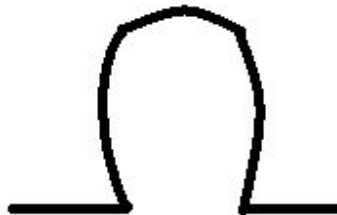
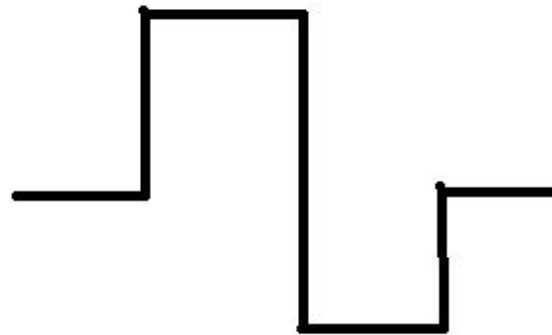
- **Компенсаторами трубопроводов** называют гибкие и способные к растяжению в пределах своих деформаций устройства, которые устанавливаются в трубопроводы и берут на себя основную долю компенсации. Соединяя собой два конца трубопровода, задача компенсаторов кроме основной своей функции гашения возможных деформаций системы, обеспечивать высокую герметичность

- Сильфонный



- Изогнутые участки трубопровода:

- П-образный
- двойной П-образный
- Угловой
- лирообразный



Перемещение, сжатие и разрежение газов

1. Компрессорные машины: назначение, классификация

Машины, предназначенные для сжатия и перемещения газов называются компрессионными или компрессорными.

Параметр, который показывает отношение давления на выходе из компрессорной машины p_2 к давлению на входе в неё p_1 , называют степенью сжатия i :

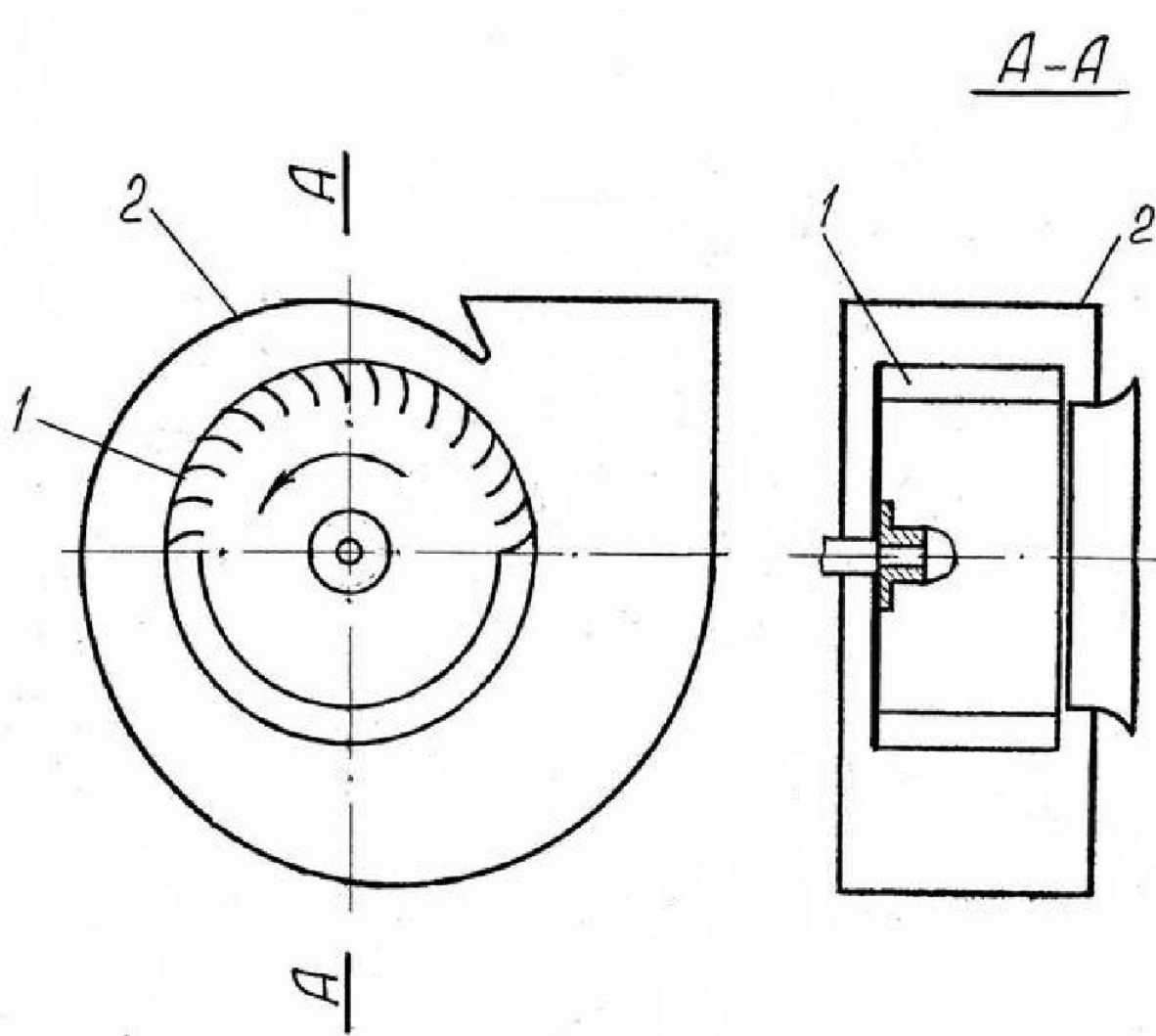
$$i = p_2 / p_1 .$$

Классификация по степени сжатия

- Вентиляторы - $\frac{P_2}{P_1} < 1,1$ (низкого давления до 0,11 МПа);
- Газодувки - $1,1 < \frac{P_2}{P_1} < 3$ (среднего давления 0,11-0,3 МПа);
- Компрессоры - $\frac{P_2}{P_1} > 3$ (высокого давления от 0,3 МПа);
- Вакуумные насосы – разряжение от 0,05 МПа)

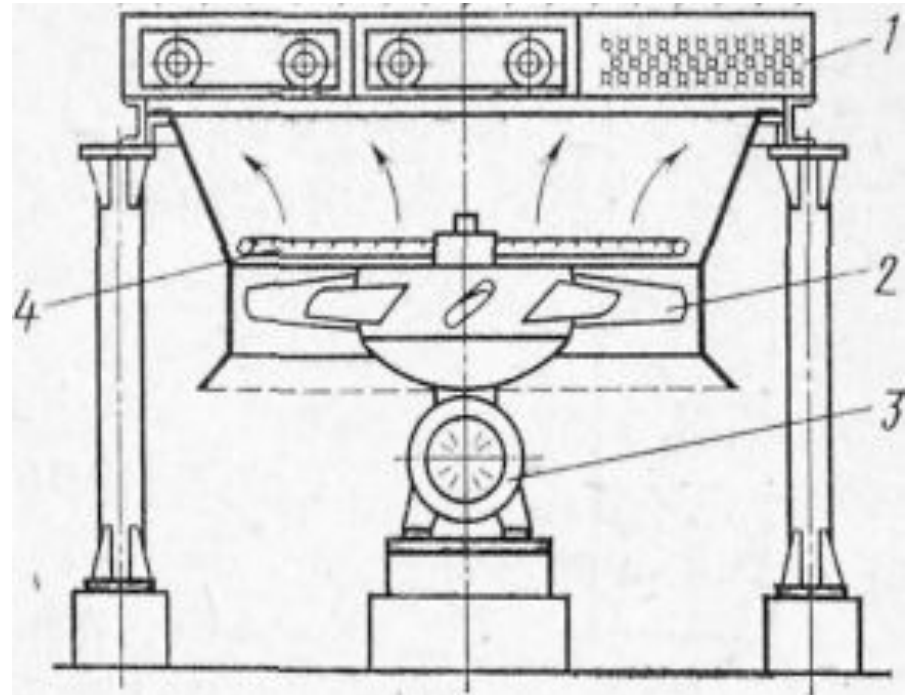
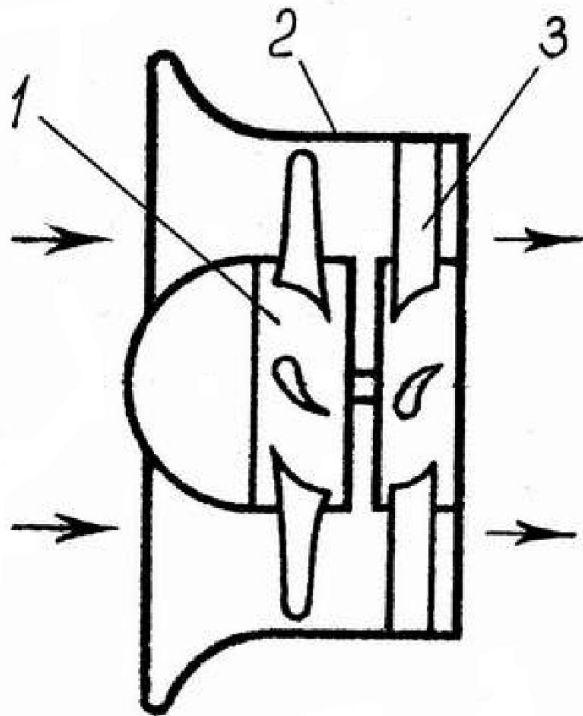
2. Вентиляторы

2.1. Центробежные вентиляторы



1 – рабочее колесо;
2 – корпус

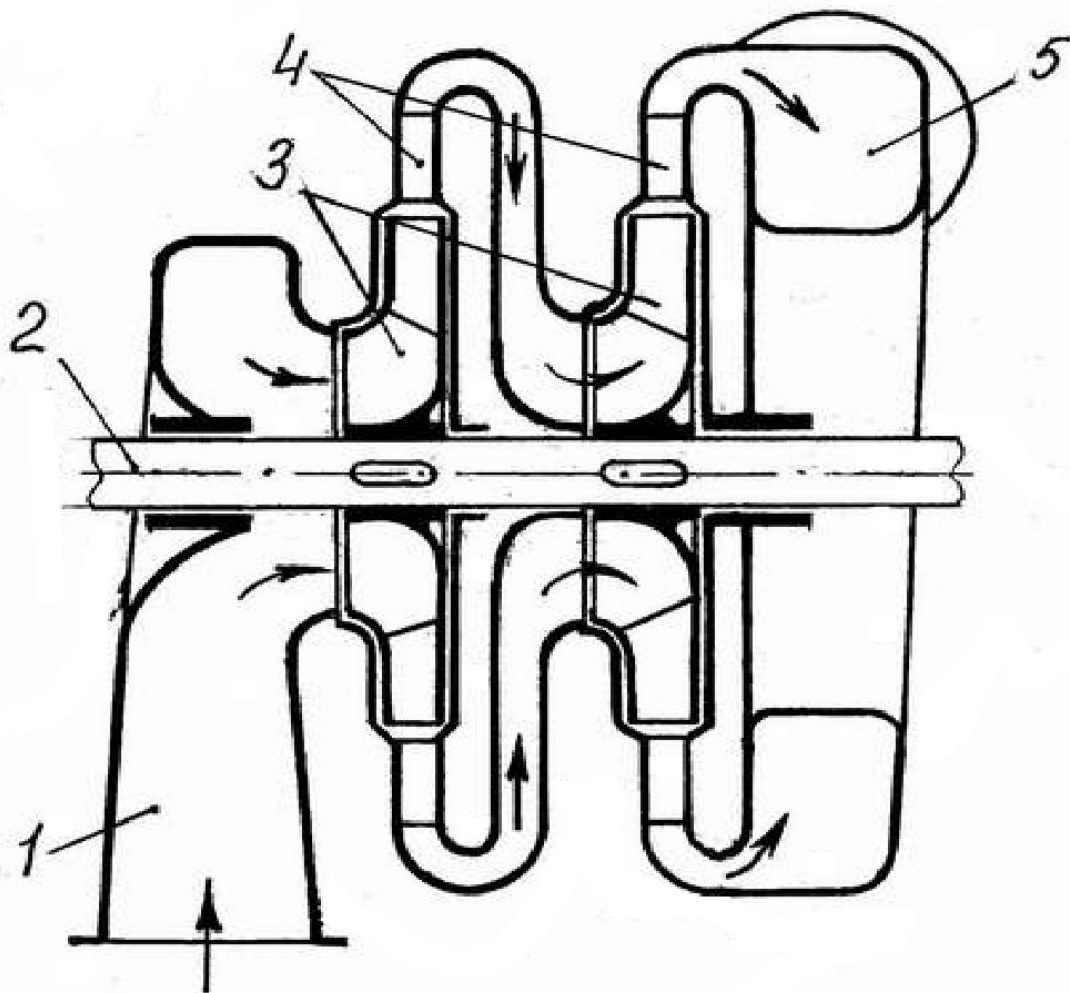
2.2. Осевой вентилятор



1-секция ВТ; 2- колесо; 3- разбрызгиватель воды; 4- электродвигатель.

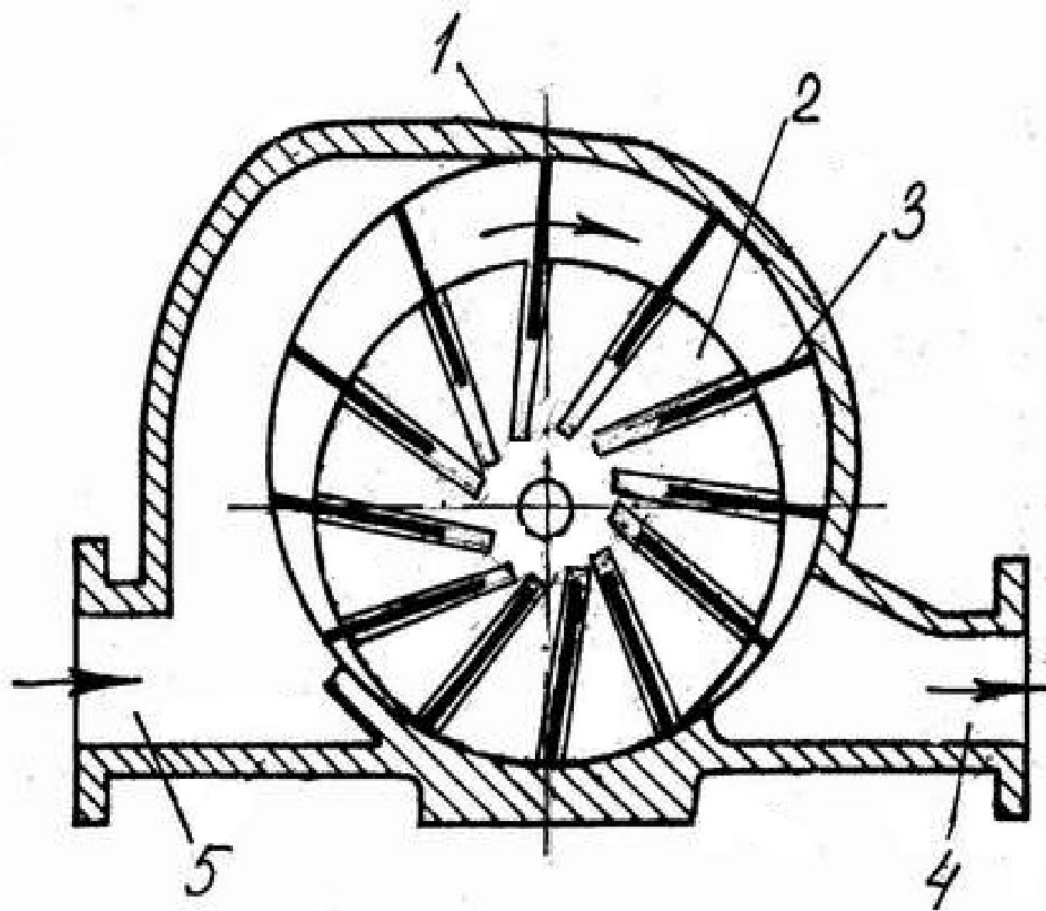
3. Газодувки

3.1. Центробежная многоступенчатая



- 1- входной патрубок;
- 2-вал;
- 3-рабочее колесо;
- 4- направляющий аппарат;
- 5- Нагнетательный (выходной) патрубок.

3.2. Роторные газодувки

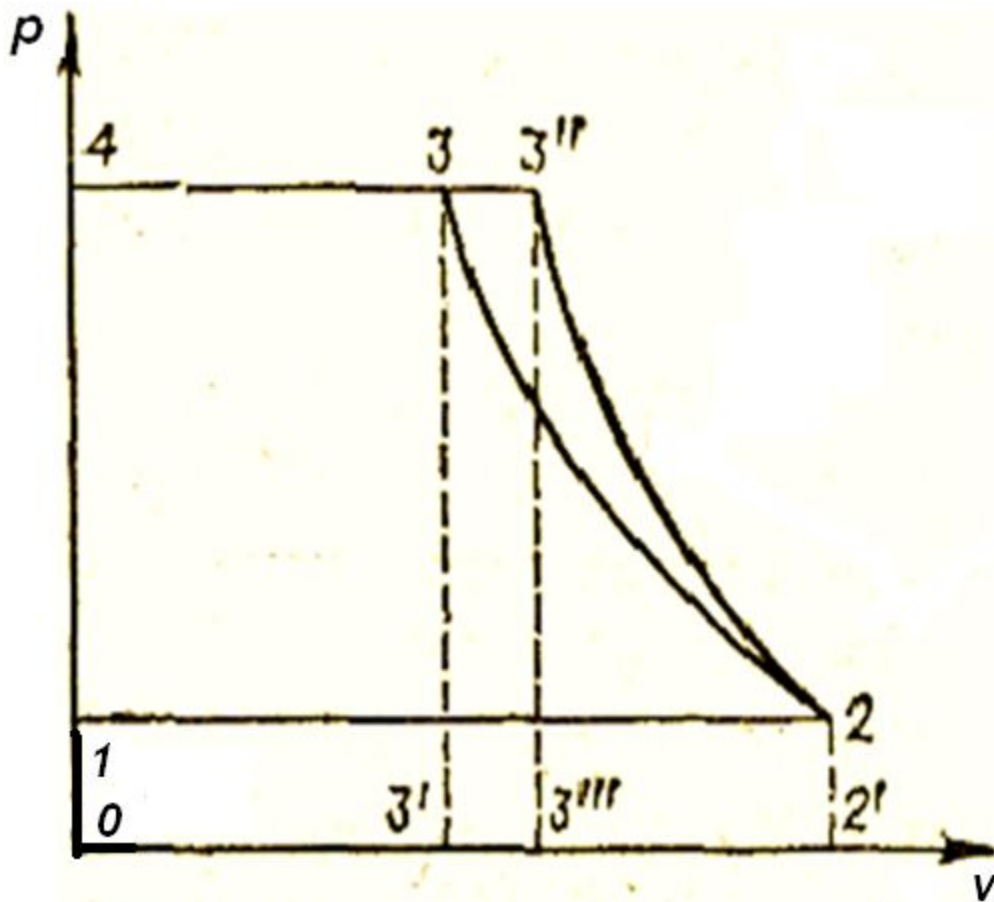


- 1- Корпус;
- 2- ротор;
- 3- пластины;
- 3-рабочее колесо;
- 4- Нагнетательный (выходной) патрубок;
- 5- входной партрубок.

4. КОМПРЕССОРЫ

4.1. Термодинамические основы процесса сжатия

Ход термодинамического процесса в одной ступени компрессора на диаграмме $p - v$



- 1-2 – процесс всасывания;
- 2-3 – адиабата сжатия;
- 2-3^{**} – политропа сжатия
- 3-4 – процесс нагнетания

- **Адиабатический**, или адиабатный процесс (от др.-греч. ἀδιάβατος — «непроходимый») — термодинамический процесс в макроскопической системе, при котором система не обменивается теплотой с окружающим пространством.
- **Политропный процесс**, политропический процесс — термодинамический процесс, во время которого удельная теплоёмкость газа остаётся неизменной.

Политропным процессом являются изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный процессы,

- Линия 1-2 – процесс всасывания газа Удельная работа всасывания равна площади 0122^* .
- Линия 2-3 – процесс адиабатического сжатия газа.
Удельная работа сжатия равна площади 2^*233^* .

- Линия 3-4 – процесс нагнетания газа. Удельная работа нагнетания равна площади $03*34$.
- Вся удельная работа процесса равна площади 12341 и определяется по выражению

$$L_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_1 \cdot V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{1}} - 1 \right]$$

Работа в (Дж)

- Для многих паров и газов удобно выразить работу сжатия 1 кг газа через разность энтальпий:

$$L_{a\delta} = (l_2 - l_1)$$

- Температура газа в конце процесса

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

K – показатель адиабаты

$$K = c_p/c_v$$

- Реальная работа процесса сжатия должна быть больше за счет внутренних потерь, к которым можно отнести гидравлические потери в рабочем колесе. Энергия, затрачиваемая на преодоление потерь, превращается в теплоту и передается газу.
- Т.о. процесс сжатия в компрессоре происходит с подводом теплоты, т.е. будет протекать по политропе 23^{**} с показателем политропы $m > k$.

Политропа $2-3^{**}$ расположена правее адиабаты. Несмотря на то, что работа политропического сжатия меньше (площадь $2*3^{**}3^{***}$) работы адиабатического сжатия. Общая работа процесса будет больше (площадь $123^{**}41$) и определятся по выражению

$$L_n = \frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{1}} - 1 \right]$$

m – показатель политропы

- Теоретическая мощность, потребляемая двигателем одноступенчатого компрессора, сжимающего G кг/с от начального давления p_1 до конечного p_2 рассчитывается по формуле:

$$N = G L_{ad}$$

- Мощность, потребляемая двигателем одноступенчатого компрессора, сжимающего G кг /ч от начального давления p_1 до конечного p_2 рассчитывается по формуле:

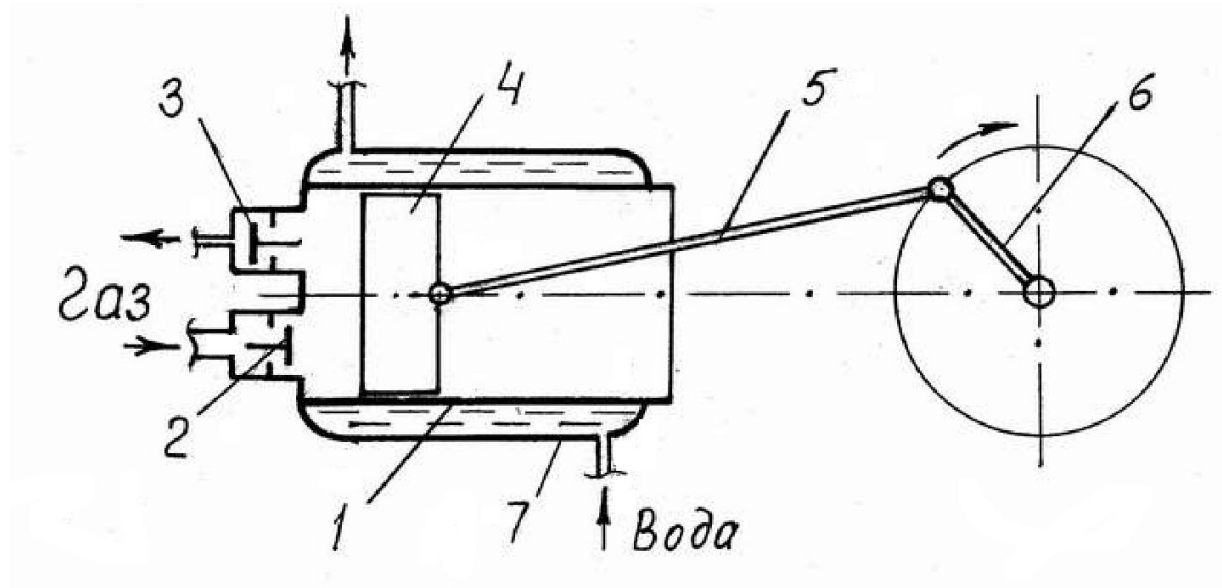
$$N_{\partial} = G L_{a\partial} / (3600 * 1000 \eta)$$

или

$$N_{\partial} = G (I_2 - I_1) / (3600 * 1000 \eta)$$

η -общий КПД компрессорной установки

4.2. Поршневые компрессоры



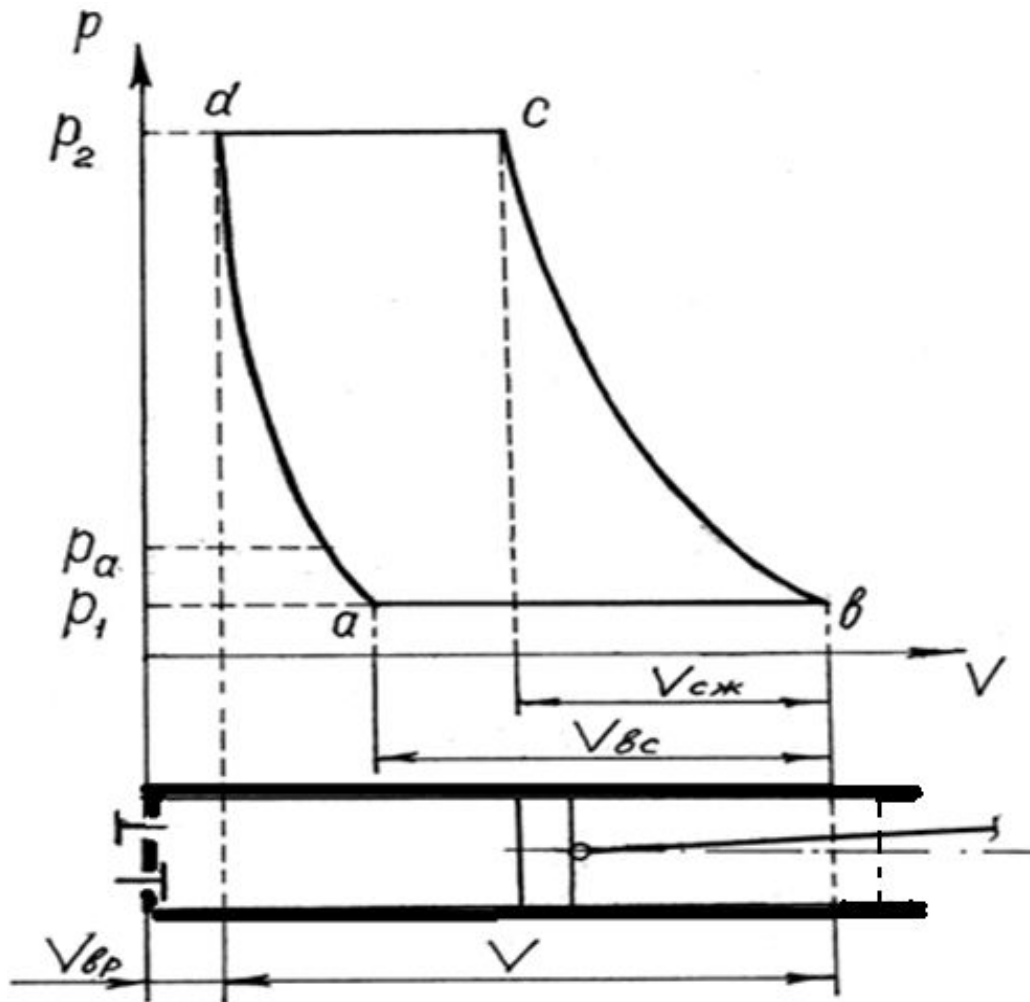
- Подача (производительность) компрессора простого действия определяется следующими параметрами:

$$Q = \lambda S_n l n z ,$$

где λ – коэффициент подачи; S_n – площадь сечения поршня; l – ход поршня; n – частота вращения вала кривошипа или число ходов поршня; z – число цилиндров.

4.3. Индикаторная диаграмма поршневого компрессора

(График изменения давления в цилиндре компрессора в зависимости от положения поршня)



- bc – сжатие воздуха ;
- cd – вытеснение воздуха из цилиндра ;
- da – расширение воздуха из вредного пространства (движение поршня до создания давления всасывания);
- ab – всасывание воздуха в компрессор.

Коэффициент подачи λ - это отношение объёма газа, подаваемого в напорный трубопровод (причём приведённого к условиям всасывания), к объёму пространства, описываемому поршнем.

В этот коэффициент входит **объёмный коэффициент компрессора λ_0** , а также коэффициенты, учитывающие нагрев поступающего газа от стенок цилиндра и утечки газа через неплотности в клапанах.

$$\lambda = (0,8 \dots 0,95) \lambda_0$$

- Отношение всасываемого объёма $V_{вс}$ (в соответствии с индикаторной диаграммой) к рабочему объёму цилиндра V называют **объёмным коэффициентом компрессора λ_0** :

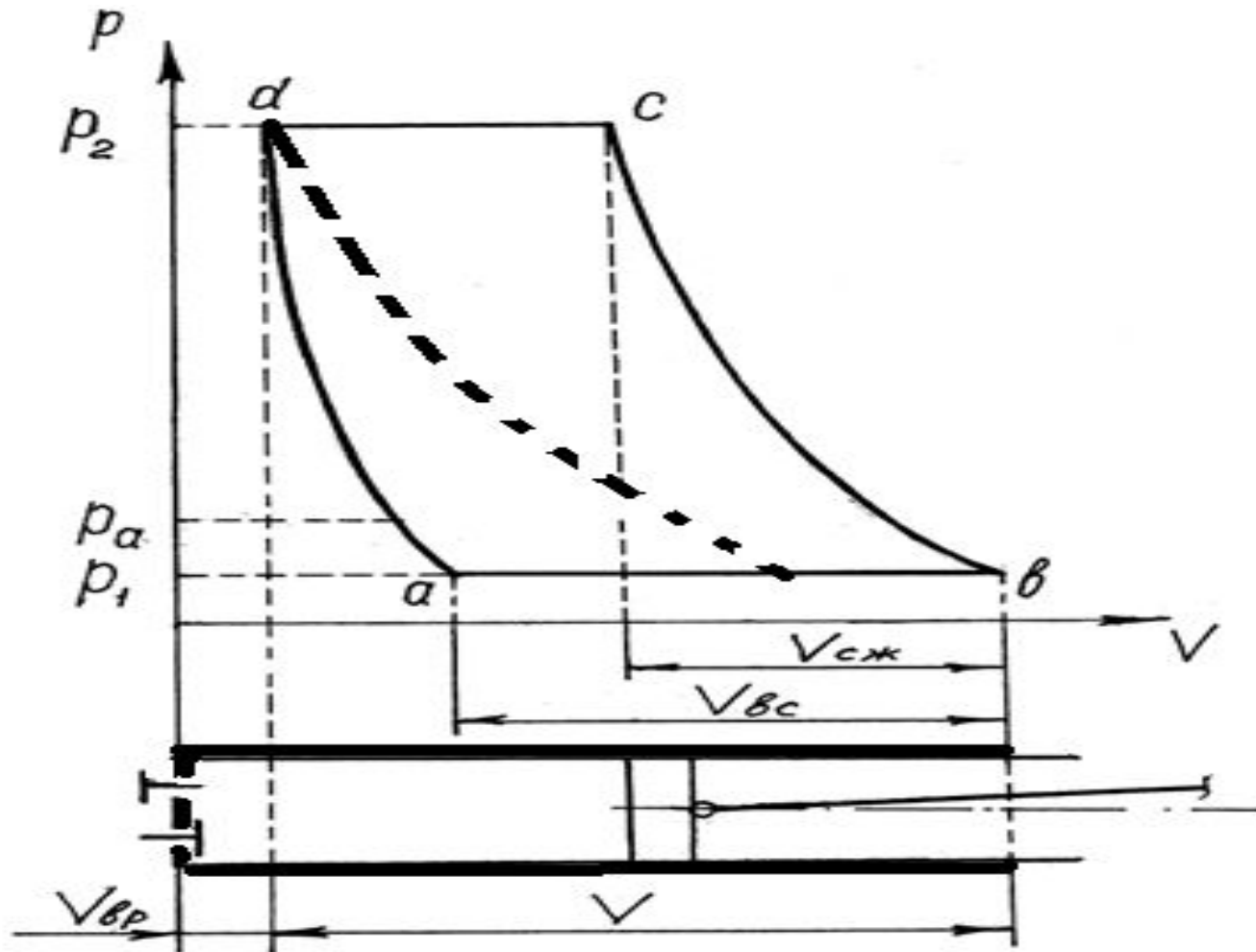
$$\lambda_0 = V_{вс} / V.$$

$$\lambda_0 = 1 - c \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]$$

c - величина вредного пространства,

$$c = V_{вп} / V. \quad (c = 0,03 \dots 0,08)$$

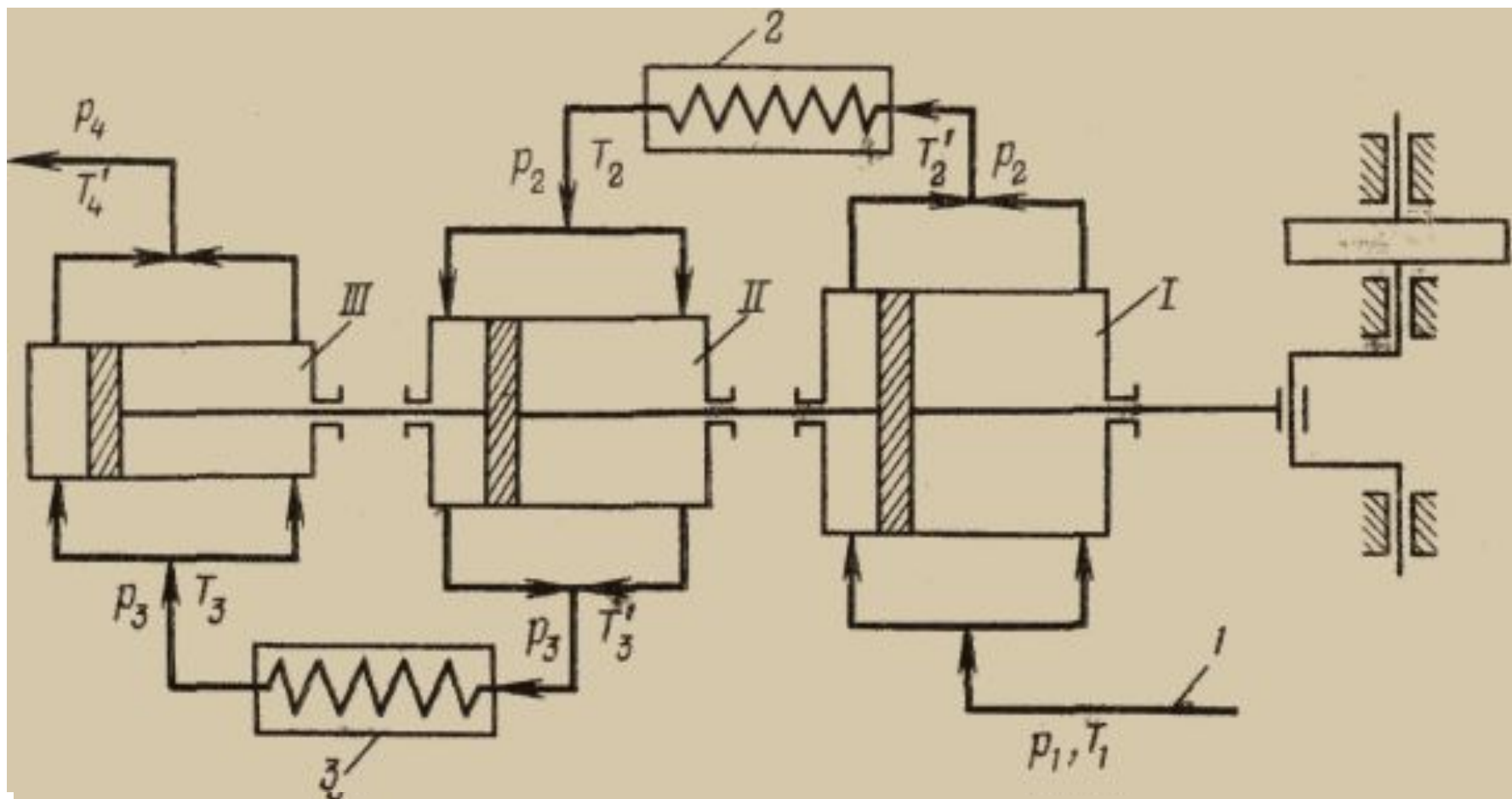
Таким образом λ_0 зависит от степени сжатия, и при некотором значении p_2 / p_1 становится равным 0, поэтому необходимо применять **многоступенчатое сжатие**.



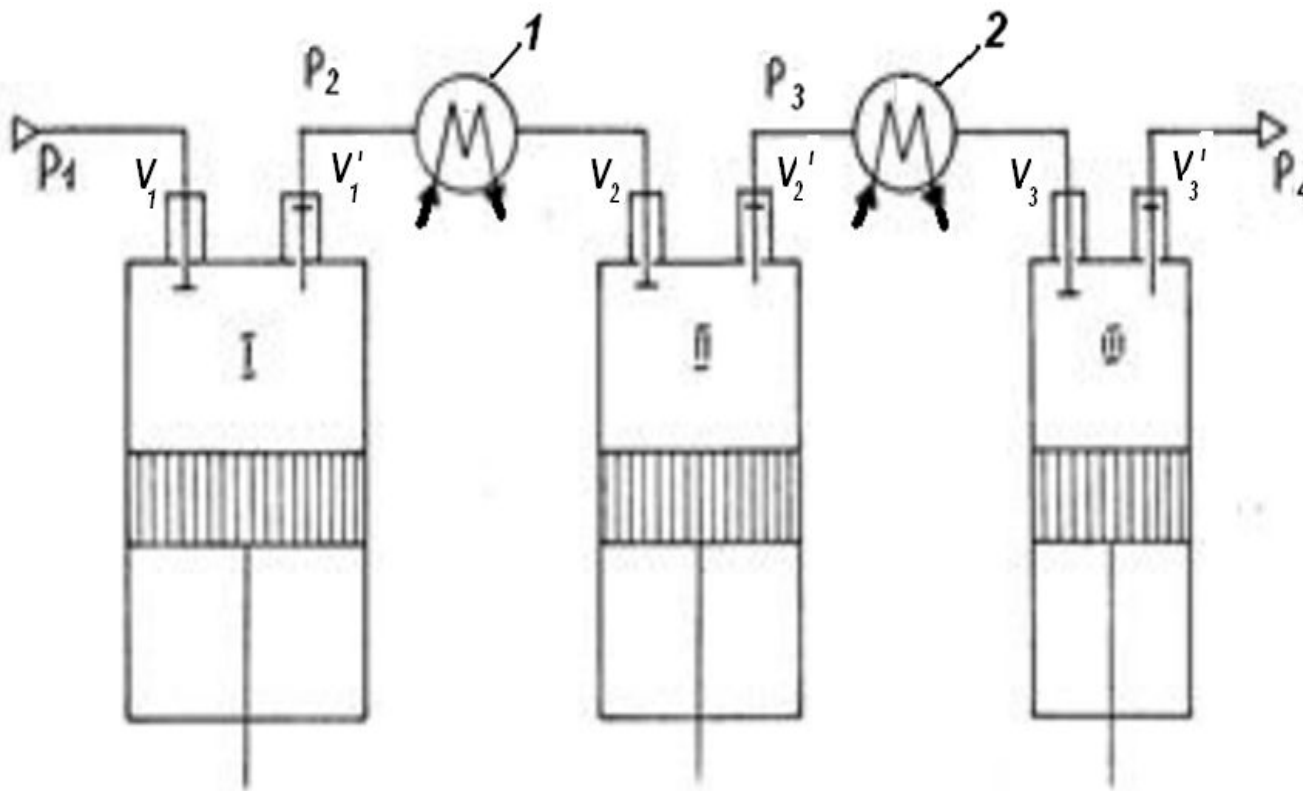
5. Многоступенчатое сжатие

- Для получения давления выше 6—8 ат применяют многоступенчатое сжатие. Сущность его состоит в том, что процесс сжатия газа разбивается на несколько последовательных ступеней. В каждой из этих ступеней осуществляется дополнительное сжатие газа, предварительно сжатого в предыдущей степени, а перед поступлением на следующую ступень газ охлаждается в холодильнике.
- Степень сжатия газа в каждой ступени компрессора не должна превышать 3—4.

5.1. Схема трехступенчатого поршневого компрессора с цилиндрами двойного действия

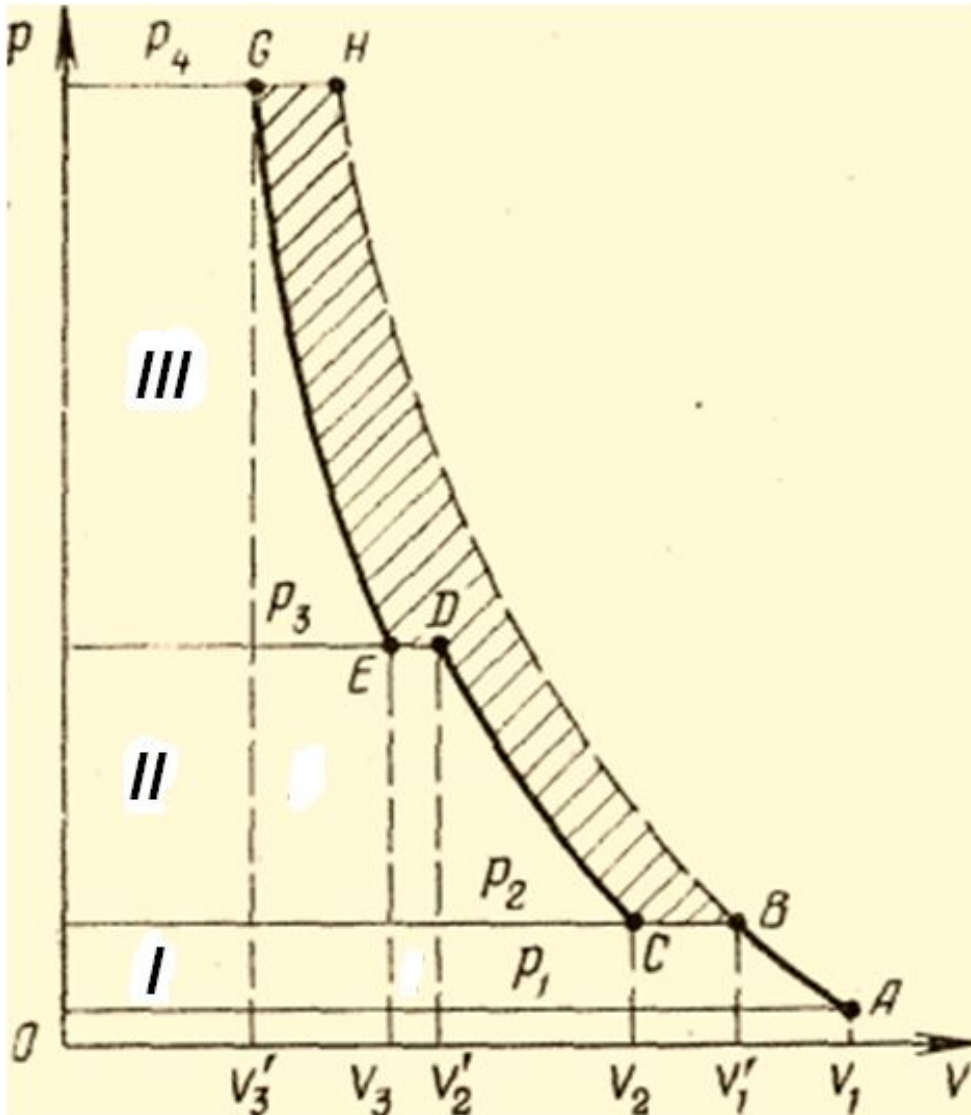


5.1.Схема трехступенчатого поршневого компрессора



I , II, III – ступени сжатия;
1, 2 – теплообменники для охлаждения газа.

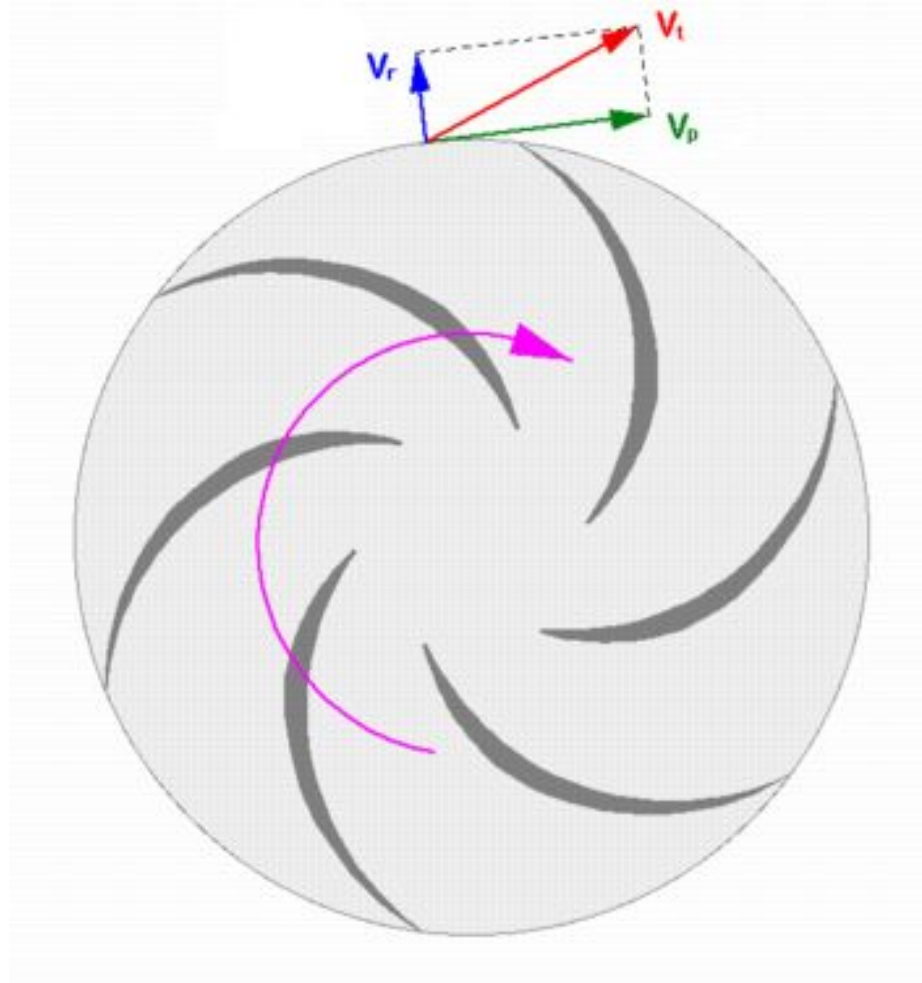
5.2. Диаграмма трехступенчатого поршневого компрессора



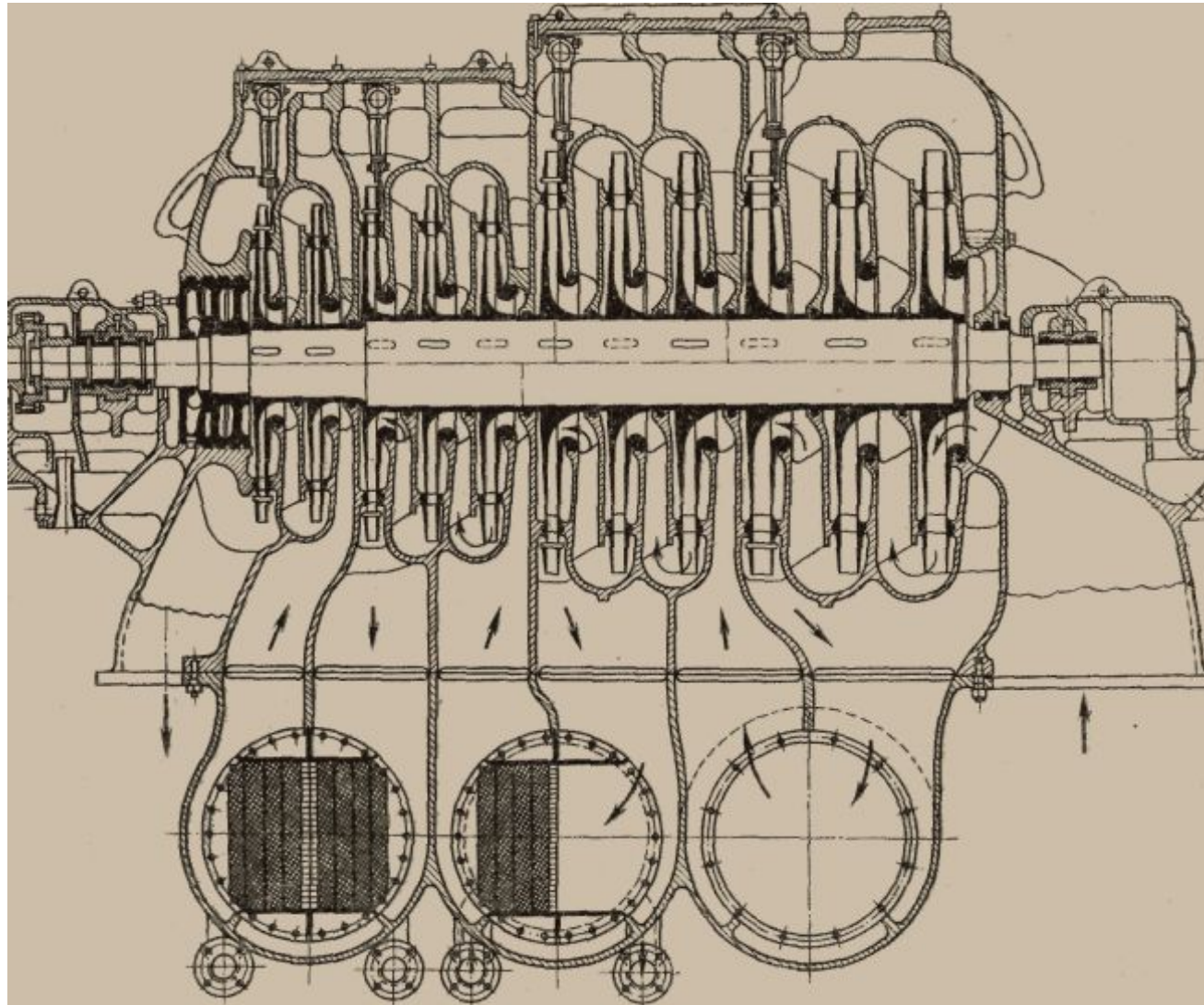
- ABCDEG – процесс трехступенчатого сжатия
- АВН-процесс одноступенчатого сжатия

Заштрихованная площадь – выражает выигрыш в работе, достигаемый при трехступенчатом сжатии газа, по сравнению с одноступенчатым

6.Центробежный компрессор

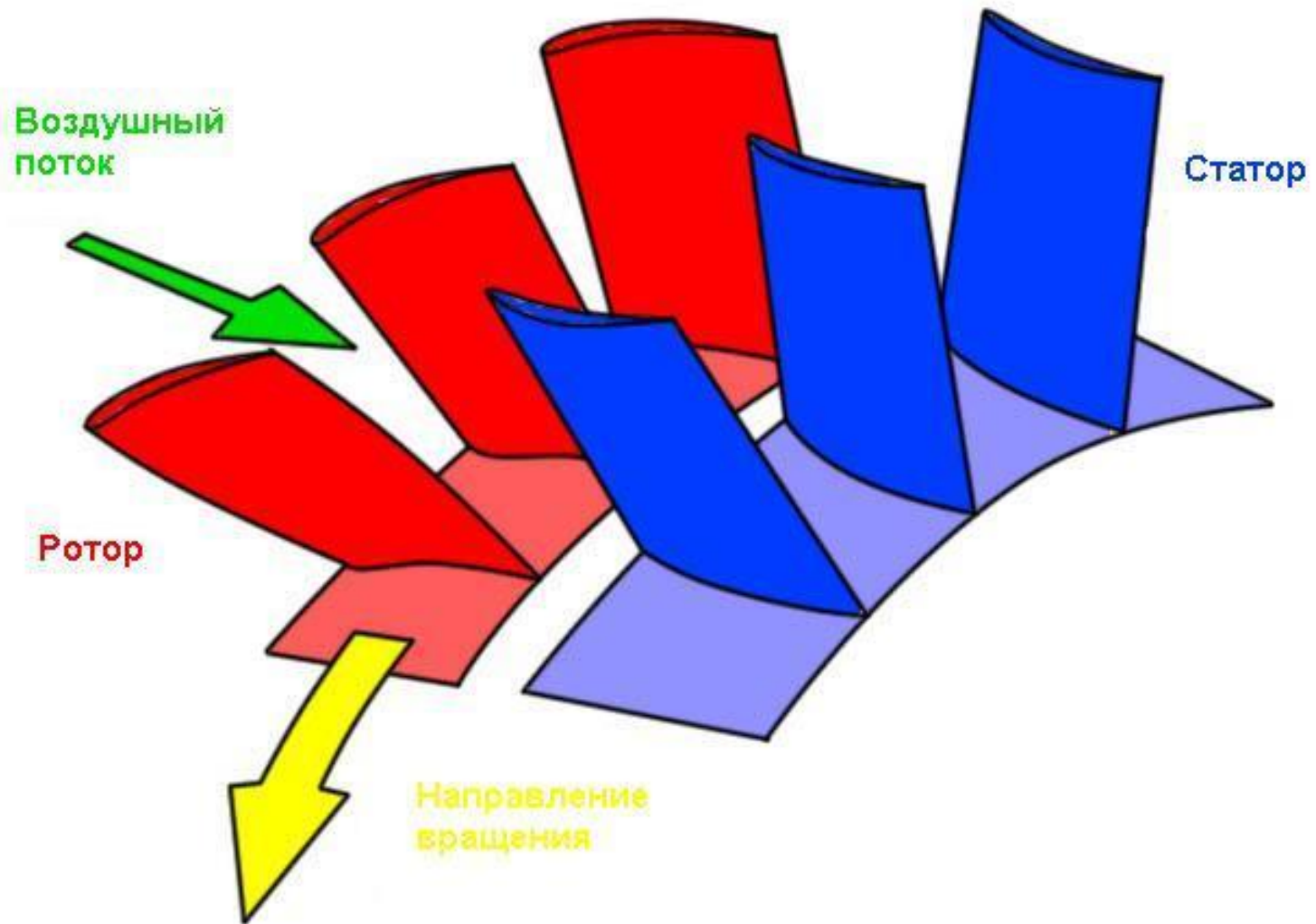


Многоступенчатый центробежный компрессор с выносными промежуточными холодильниками

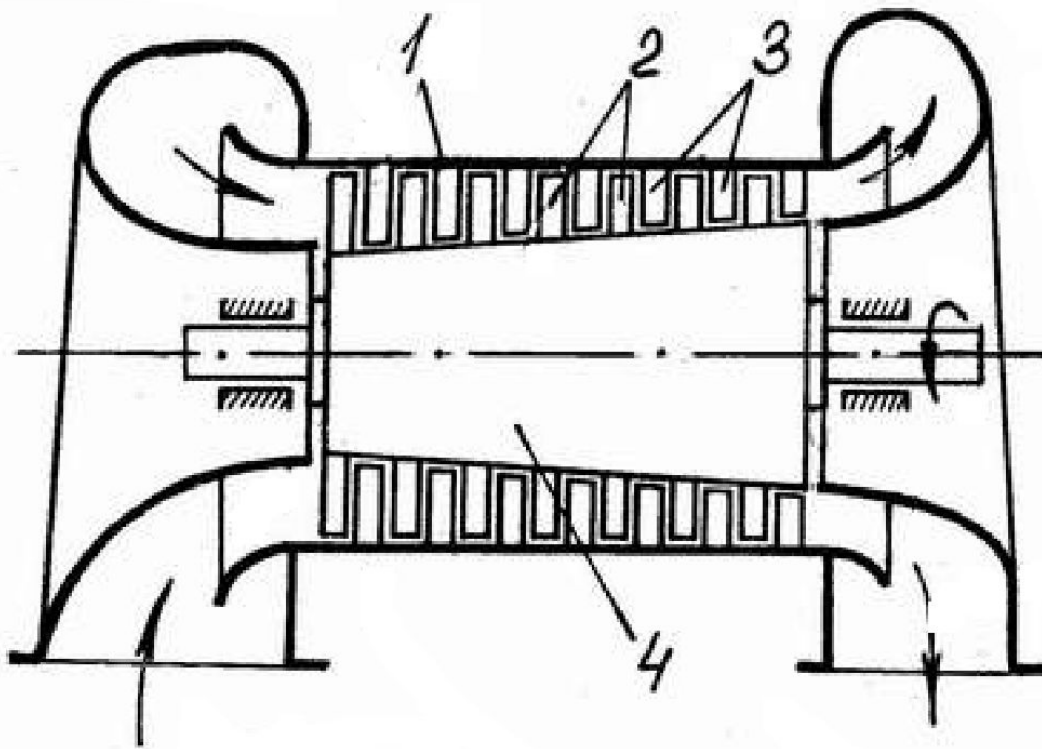


7. Осевой компрессор

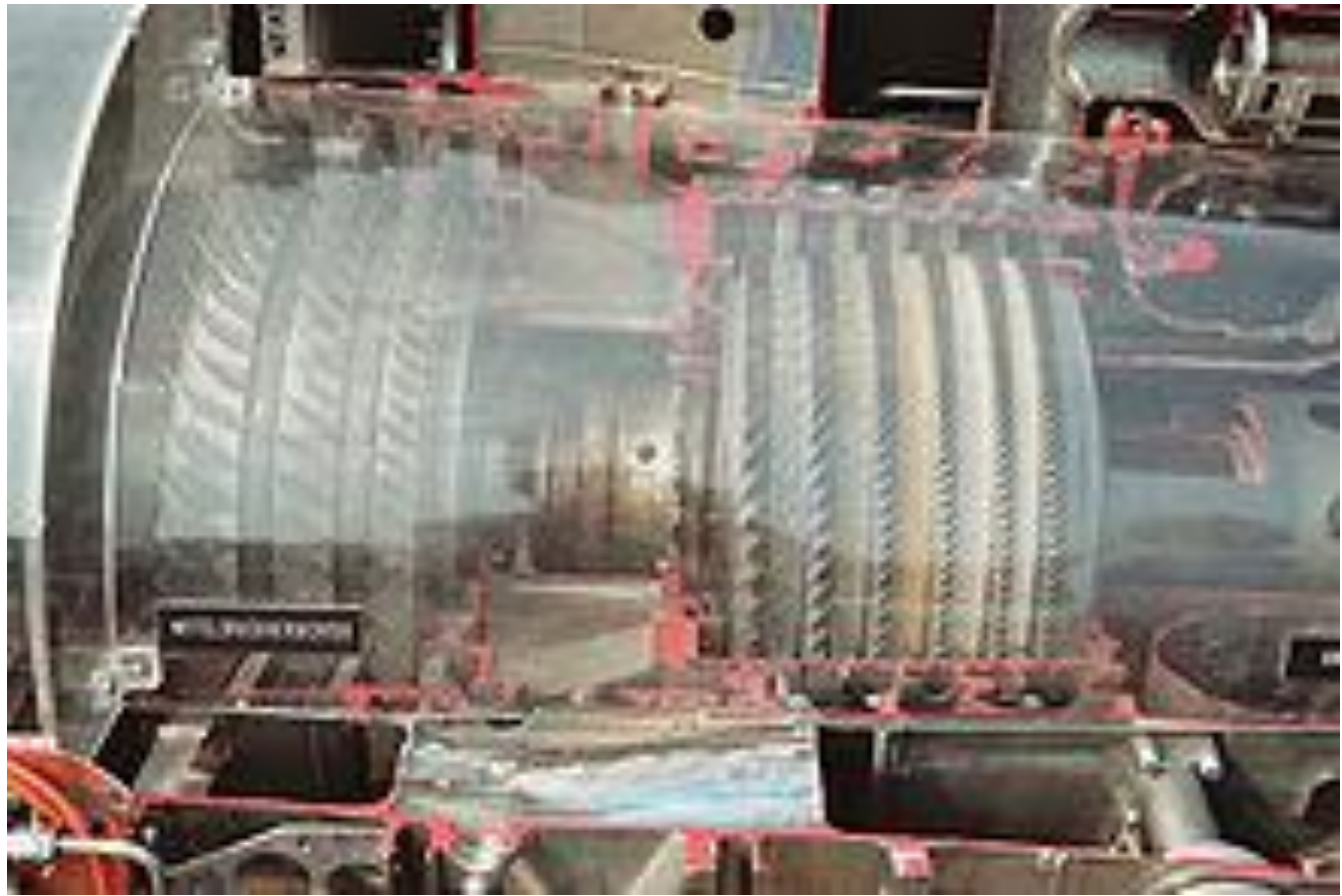
- В осевом компрессоре поток рабочего тела, как правило воздуха, движется условно вдоль оси вращения ротора компрессора.
- Осевой компрессор состоит из чередующихся подвижных лопаточных решёток ротора, состоящих из лопаток закреплённых на валу и именуемых *рабочими колёсами* (РК), и неподвижных лопаточных решёток статора и именуемых *направляющими аппаратами* (НА). Совокупность, состоящая из одного рабочего колеса и одного направляющего аппарата именуется *ступенью*.



Многоступенчатый осевой компрессор



- 1- корпус;
- 2- лопасти ротора;
- 3- лопасти статора (корпуса);
- 4- ротор.



8. Винтовой компрессор

- Винтовой компрессор обеспечивает избыточное давление до 13 атм и производительность до 30 000 л/мин. Рабочий элемент винтового компрессора состоит из винтовой пары, содержащей два синхронизированных ротора, вращающихся в противоположных направлениях. Сжатие воздуха происходит за один оборот. Отсутствие возвратно-поступательных движений и малый коэффициент трения делают работу винтовой пары плавной. В результате не допускается сильного перегрева и резко снижается вибрация компрессора.

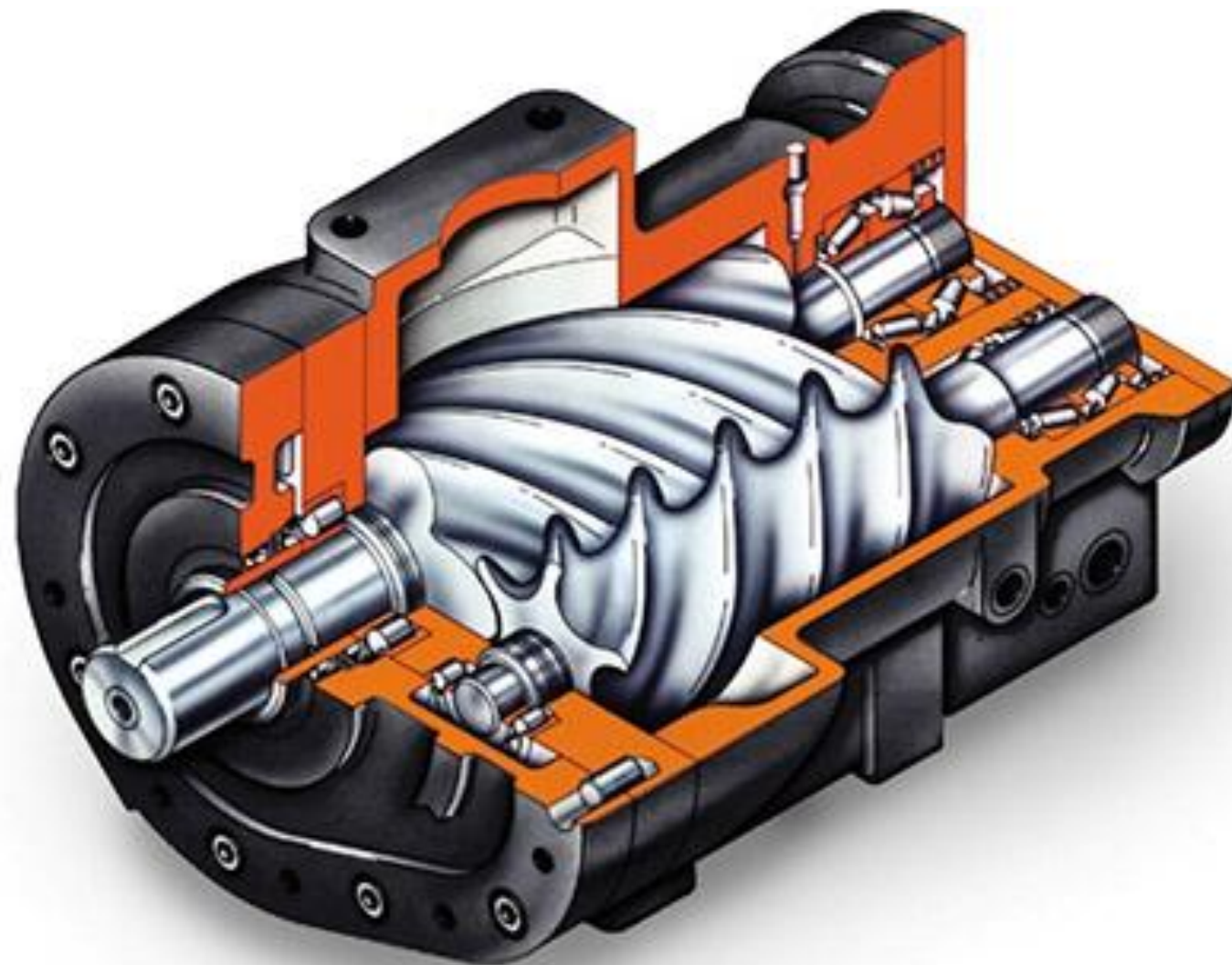
- Компрессор имеет два винтовых ротора Компрессор имеет два винтовых ротора. Ведущий ротор с выпуклой нарезкой соединён непосредственно или через зубчатую передачу с двигателем Компрессор имеет два винтовых ротора. Ведущий ротор с выпуклой нарезкой соединён непосредственно или через зубчатую передачу с двигателем. На ведомом роторе нарезка с вогнутыми впадинами. Роторы расположены в разъёмном корпусе, имеющем один или несколько разъёмов. В корпусе выполнены расточки под винты, подшипники и уплотнения, а также камеры



винтовая пара - рабочий элемент винтового компрессора

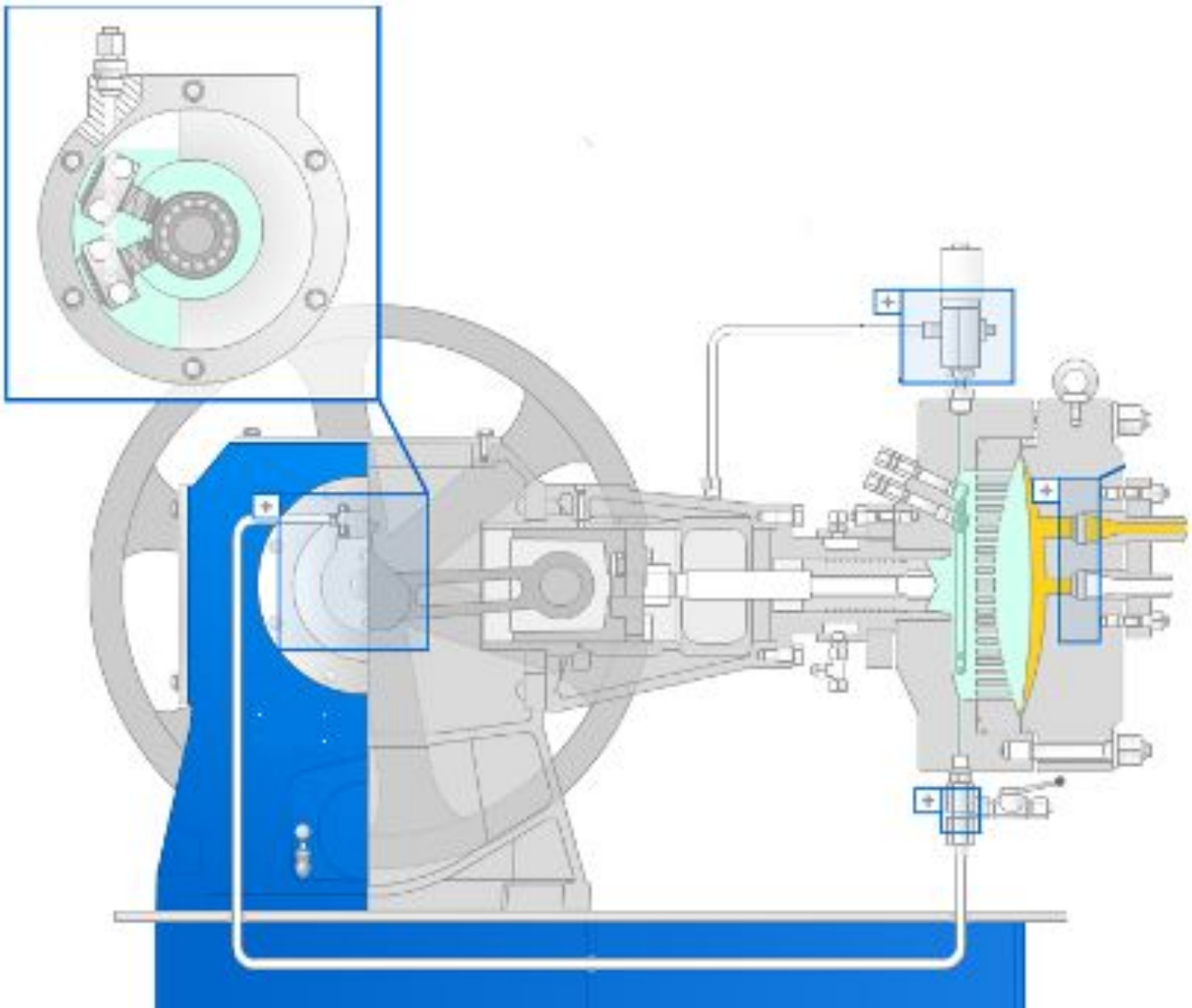


Винтовой компрессор

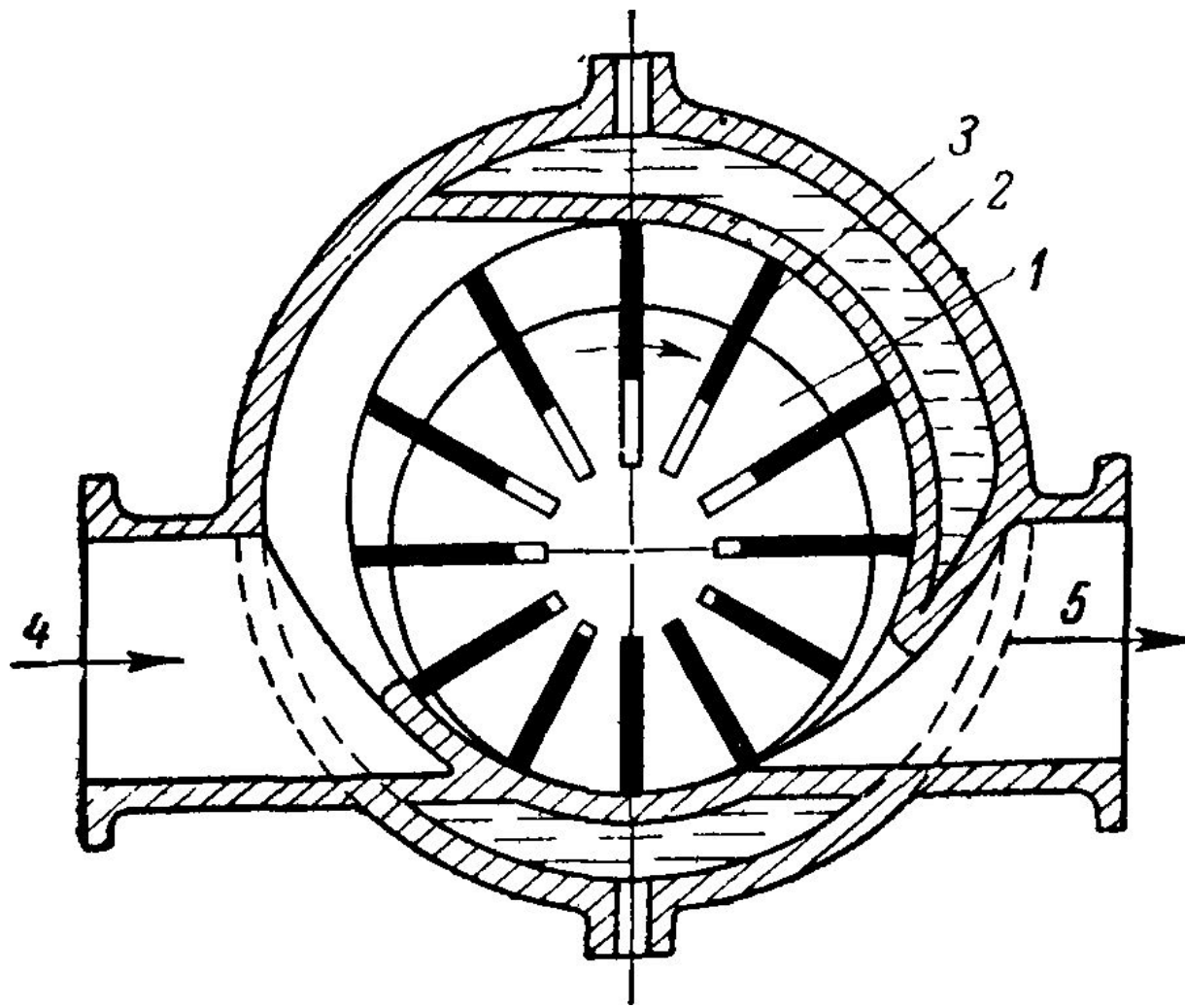


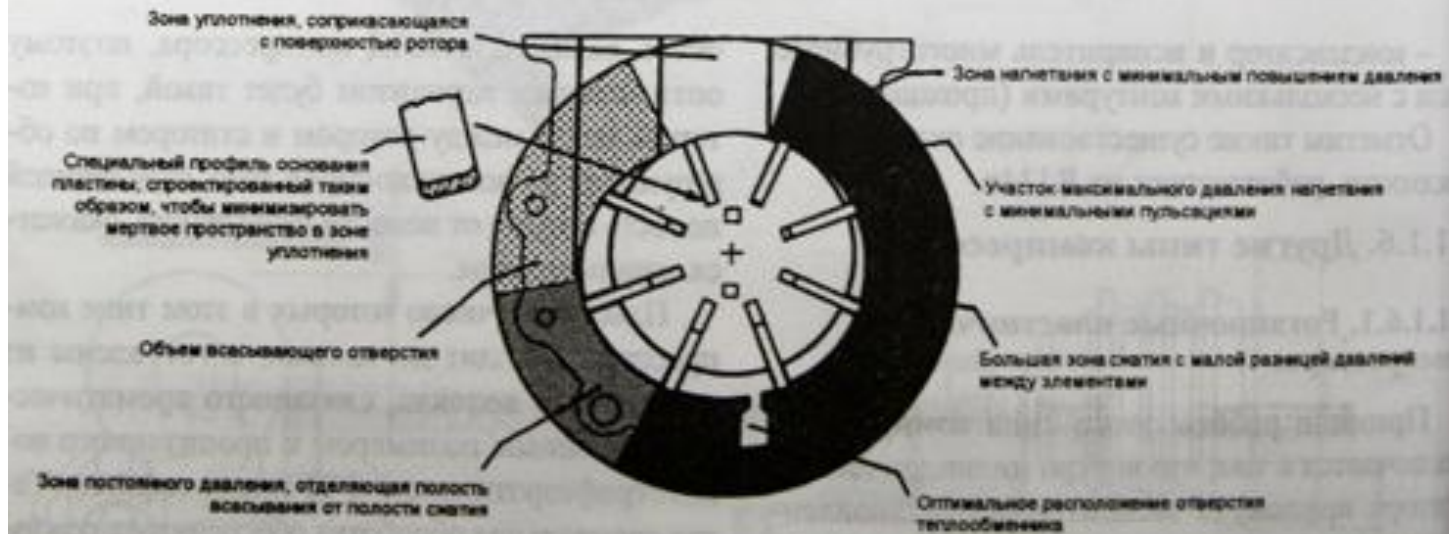
9. Мембранные компрессоры

- **мембранные компрессоры**, предназначенные для сжатия газа возвратно-поступательным движением мембраны, состоящие из блока с расположенной в нем гибкой (металлической) **мембраной**
- Мембранные (диафрагменные) компрессоры предназначены для сжатия сухих газов и применяются там, где имеется необходимость в особо чистых, а также в ядовитых, коррозионно-агрессивных, легковоспламеняющихся и прочих опасных газах. Конструкция компрессора обеспечивает изоляцию газа от окружающей среды и предохраняет его от загрязнения частицами износа трущихся частей, масла или воды. По этой причине мембранный компрессор используют в случаях, когда необходима высокая степень чистоты газа.
- В компрессорах данного типа газ сжимается при уменьшении объема рабочей камеры из-за поступательного перемещения поршня – гибкой металлической мембраны, которая приводится в движение столбом жидкости. Жидкость, в свою очередь, приводится в движение поршнем гидропривода. Производительность 260 л/мин. Макс. избыточное давление 5 атм



10. Пластинчатый компрессор

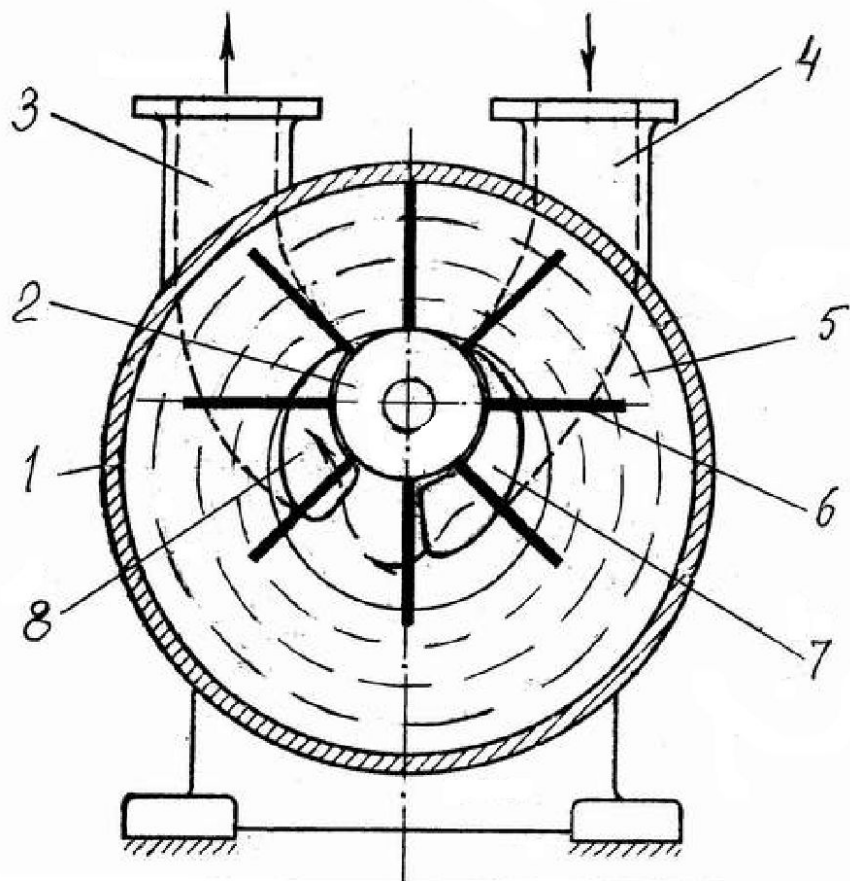




11.Водокольцевой вакуум-насос

- Основным назначением водокольцевого вакуум-насоса является откачивание газа из аппаратов с созданием в них вакуума (до 0,95 атмосферного давления). Обычно такие машины маркируются буквами ВВН.
- По принципу воздействия на газ, а также по форме образующихся замкнутых ячеек переменного объёма, работа водокольцевого вакуум-насоса похожа на работу машины с пластинчатыми элементами. При этом они проще по конструкции, так как в них нет пластин, движению которых сопутствует трение.

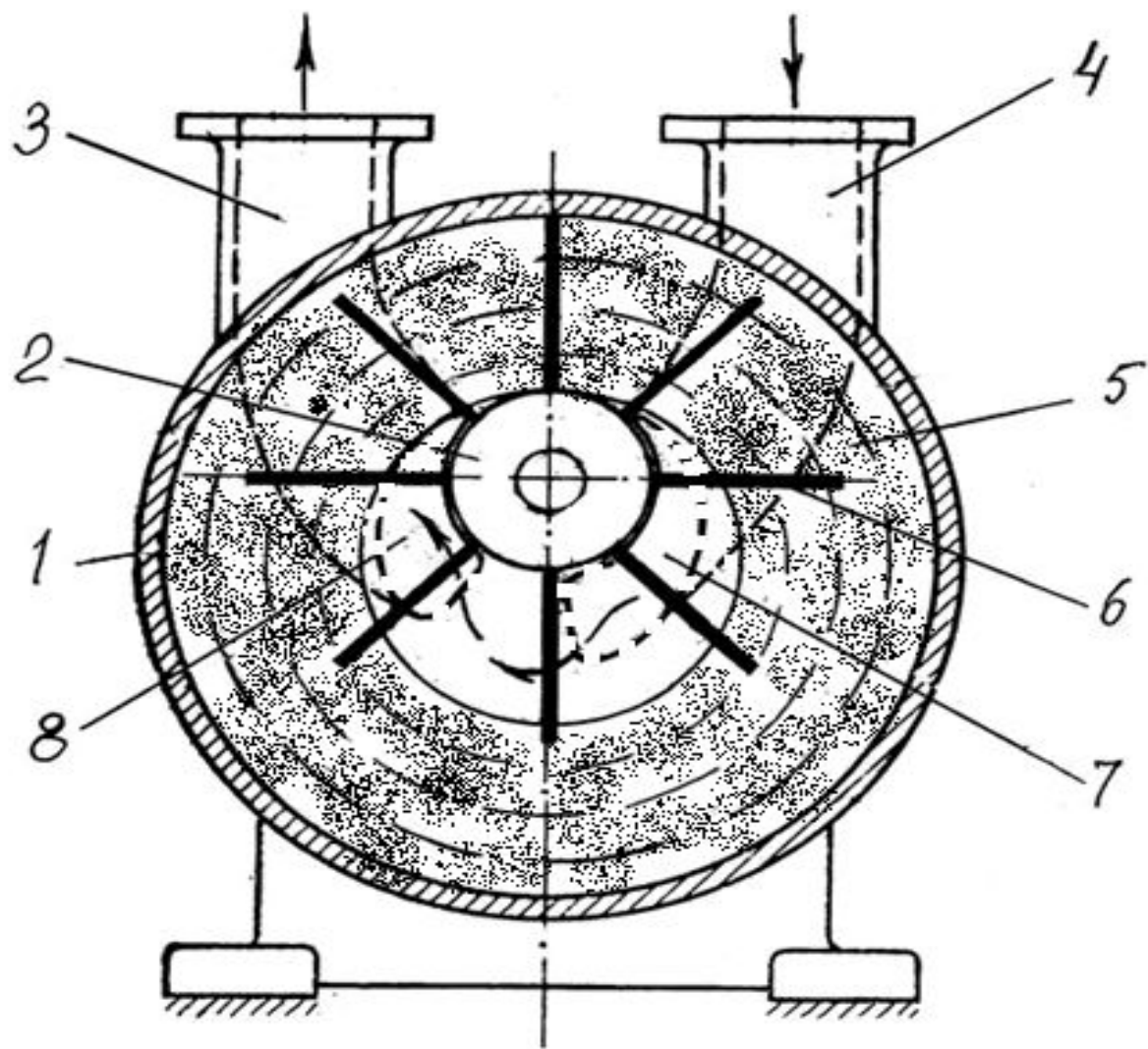
Водокольцевой вакуум-насос



В цилиндрическом корпусе 1 вакуум-насоса установлен ротор 2 с некоторым эксцентриситетом – смещением осей.

Перед пуском полость насоса частично заполняют водой. При вращении ротора его лопатки заставляют вращаться воду так, что в корпусе формируется жидкостное кольцо. Между ротором, водяным кольцом и смежными лопатками образуются замкнутые ячейки переменного объёма. Через входной патрубок 4 по каналу 7 в боковой крышке в полость насоса подсасывается газ. Полость всасывания соответствует возрастающему объёму ячеек. При уменьшении объёма ячеек газ вытесняется через полость 8 в выходной канал в патрубок 3.

Естественная убыль воды вместе с уходящим газом восполняется из ёмкости, которая сообщается с полостью насоса и содержит определённый уровень воды.

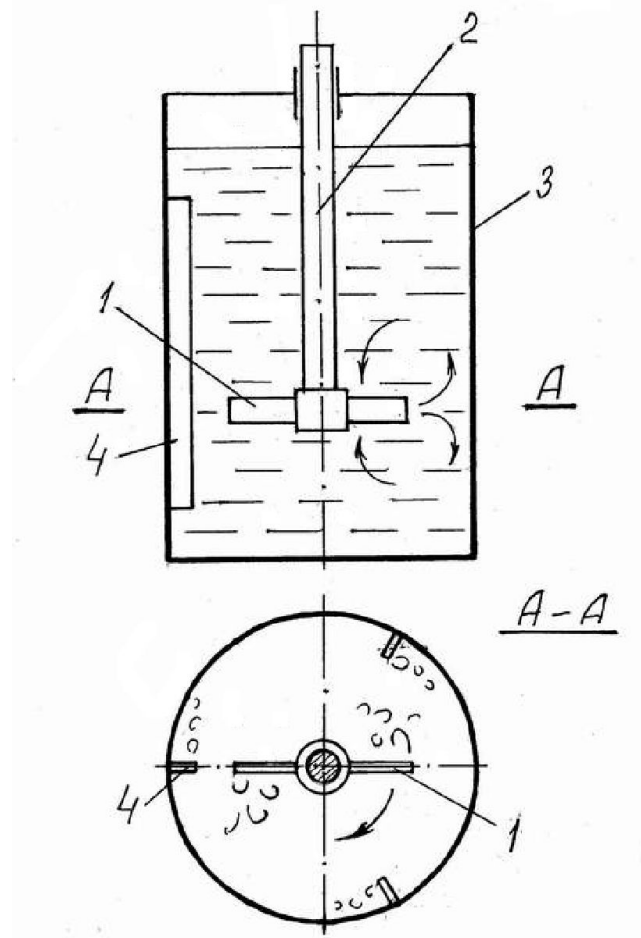


Гидромеханические процессы в нефтехимии.

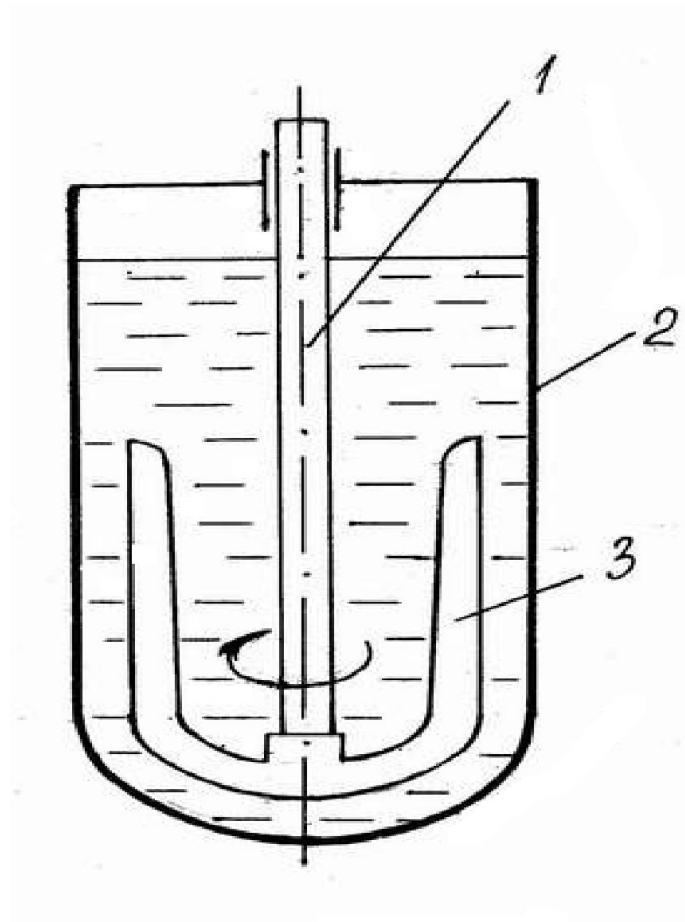
ПЕРЕМЕШИВАНИЕ:

- 1. механическое (с использованием мешалок)
- 2. статические смесители
- 3. с использованием упругих колебаний

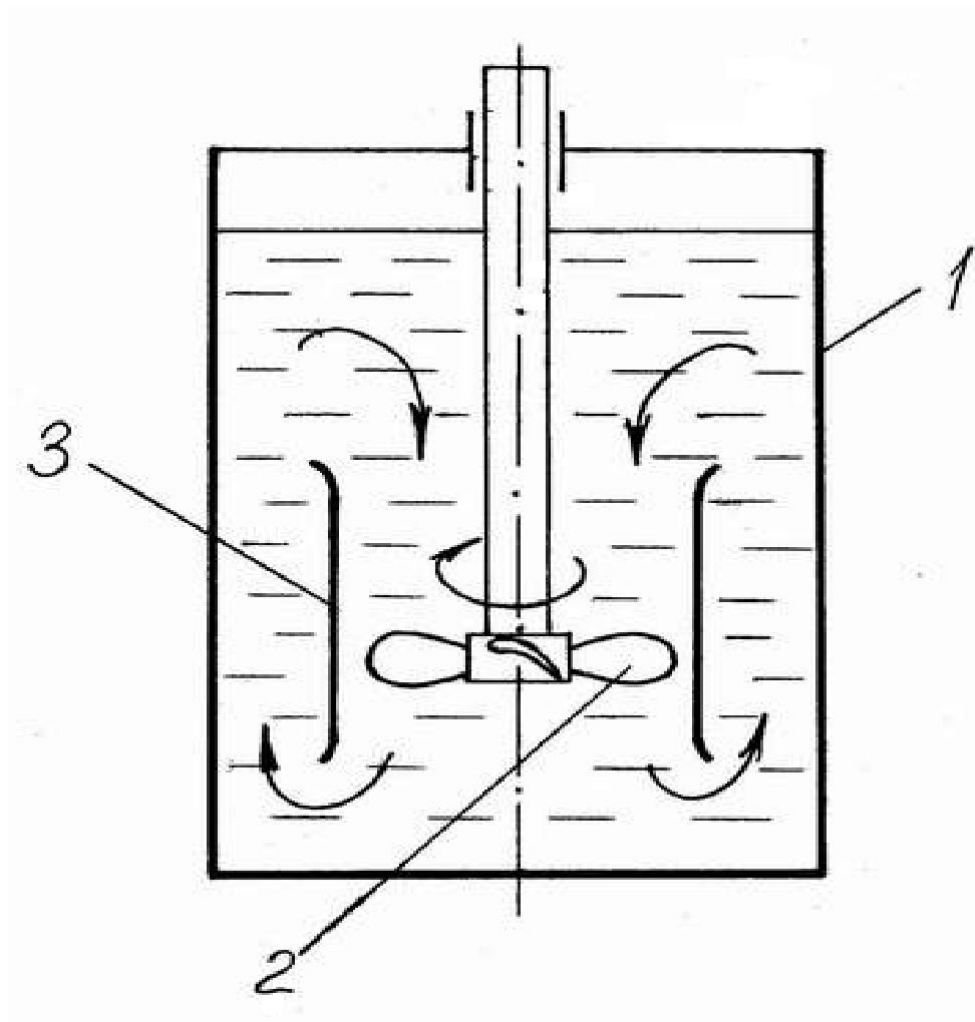
1. Механическое перемешивание Лопастные мешалки



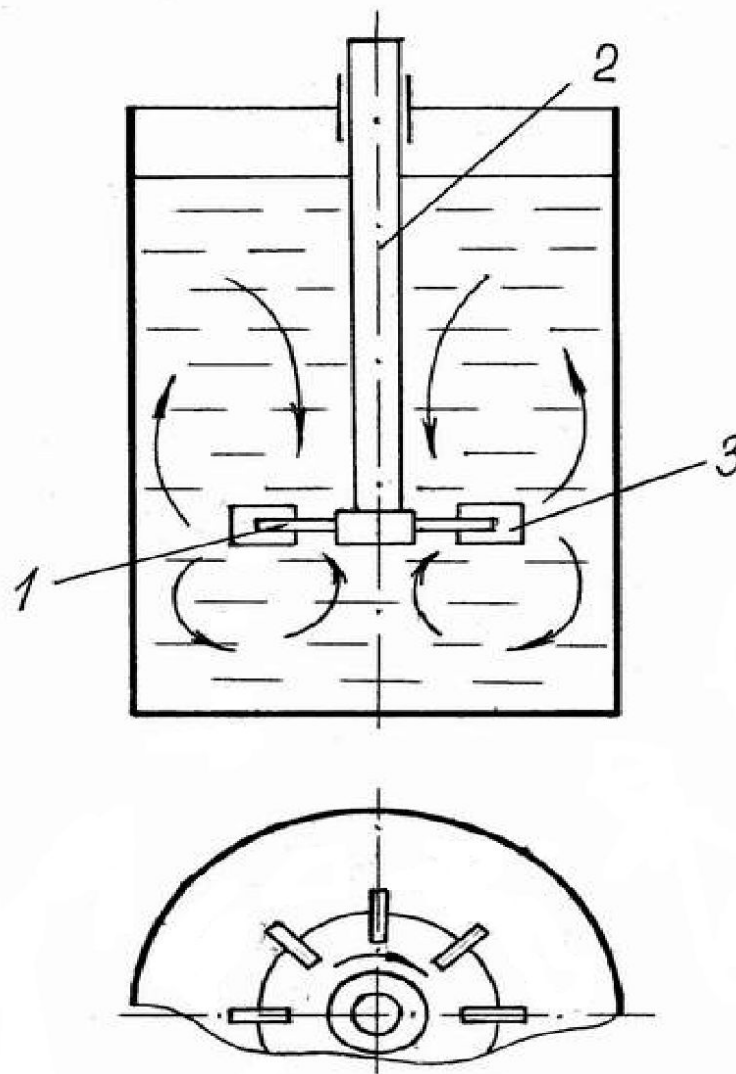
Якорная мешалка



Пропеллерная мешалка



Турбинная мешалка



Расчет мощности, затрачиваемой на перемешивание

Дано:

- Тип мешалки;
- Диаметр мешалки d_m
- Частота вращения n , об/с !!!!
- Свойства перемешиваемой среды: ρ , μ

Расчет:

1. Рассчитывается модифицированный критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{\rho \cdot n \cdot d_m^2}{\mu}$$

2. По графической зависимости

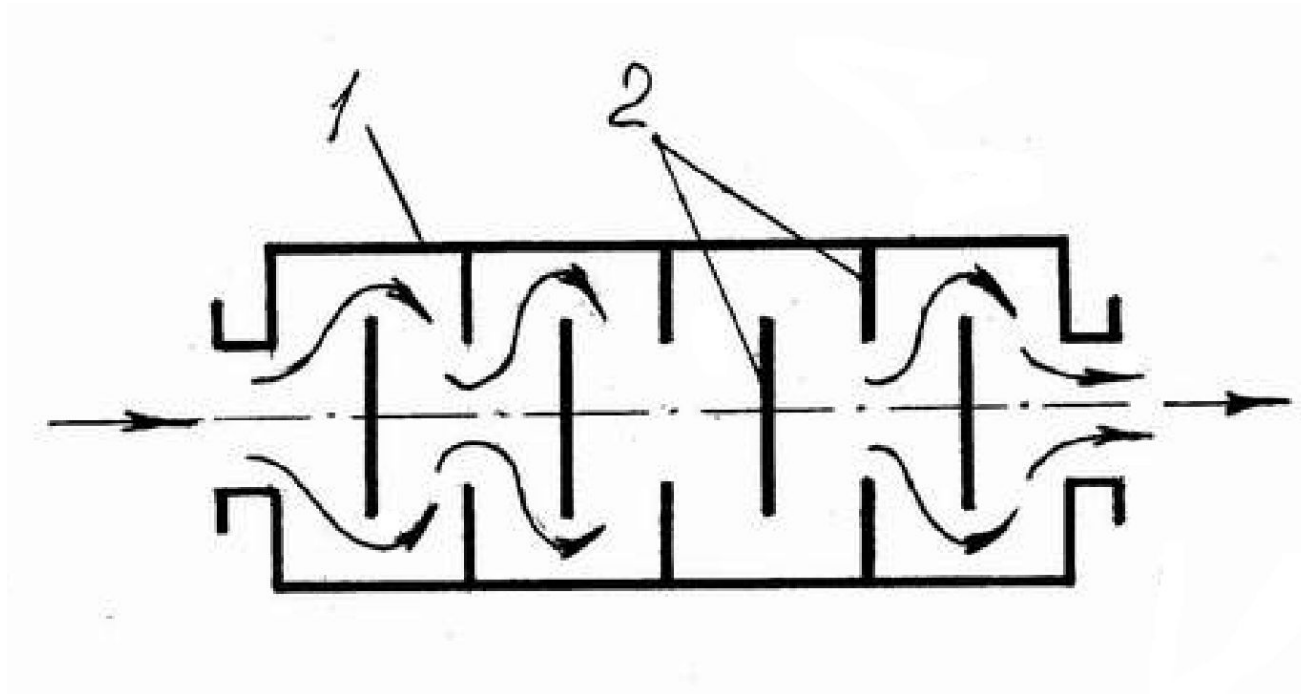
$K_N = f(Re_m)$ для данного типа мешалки
определяется коэффициент мощности K_N

3. Рассчитывается мощность, затрачиваемая на
перемешивание

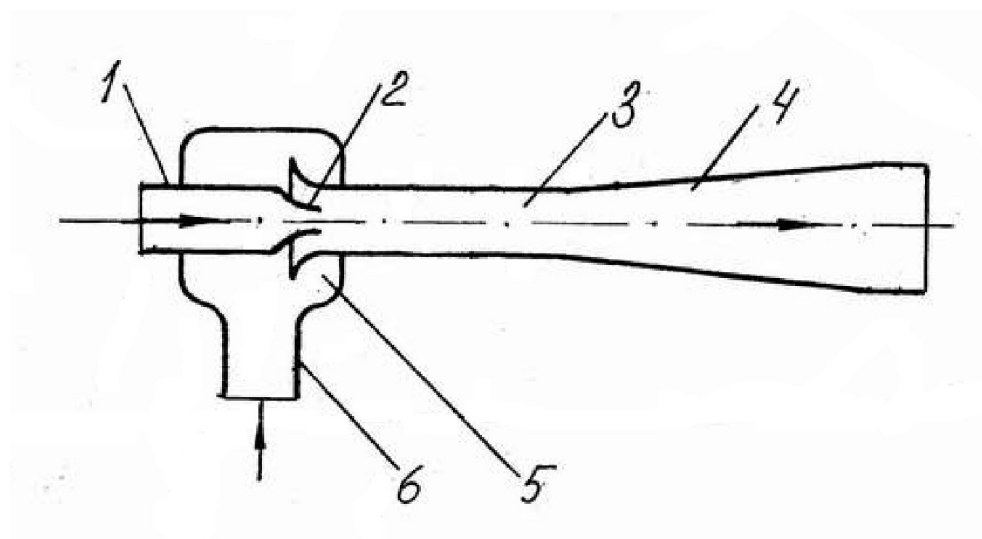
$$N = K_N \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d_m^5$$

2. Статические (поточные) смесители

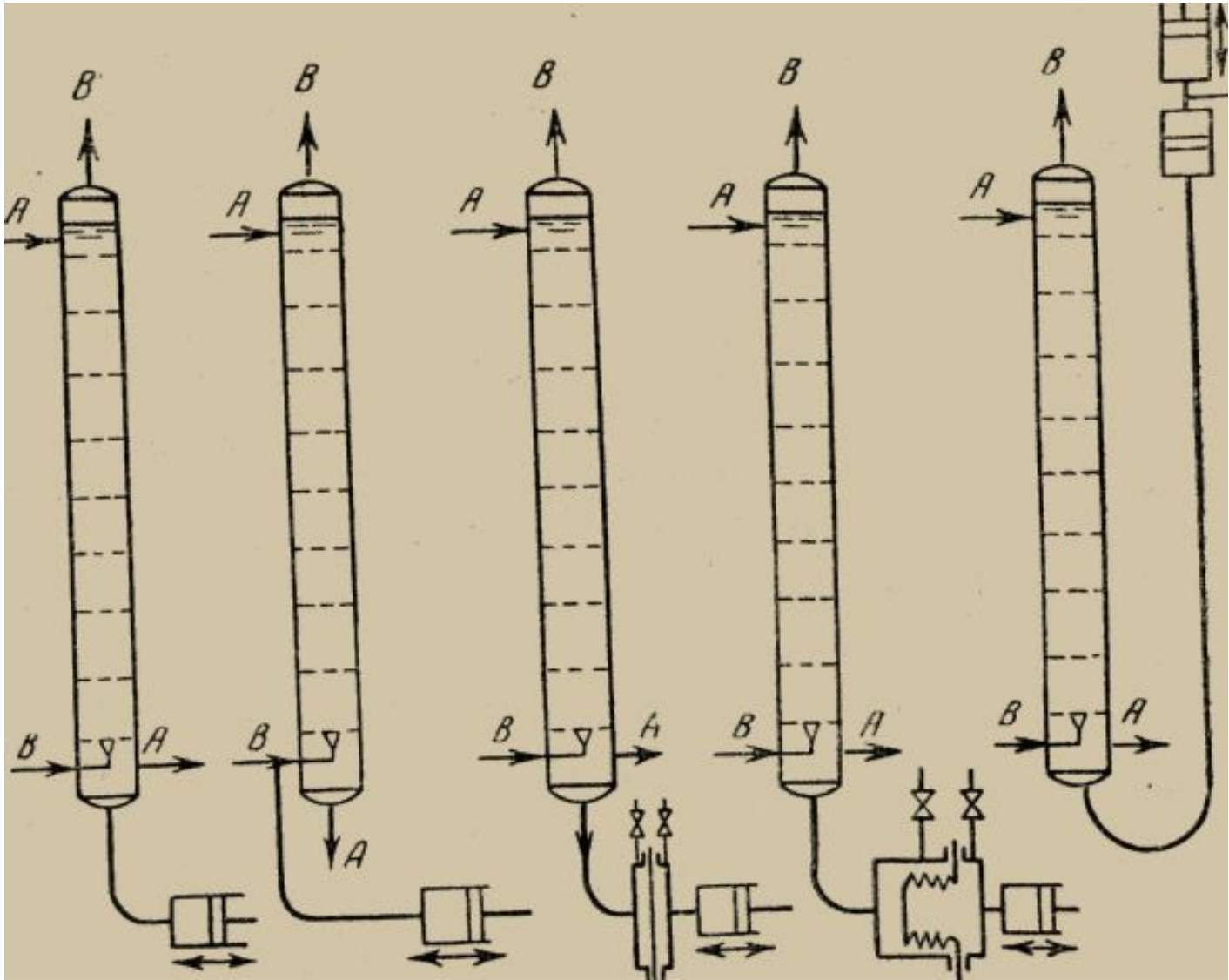
- Диафрагмовый



Струйный смеситель



3. Пульсационное перемешивание (пульсационные экстракторы)



Пульсационные ситчатые экстракторы (А — тяжелая
жидкость,

В — легкая жидкость):

а — пульсатор присоединен к днищу колонны;

б — пульсатор присоединен к трубопроводу для подачи
легкой жидкости;

в — пульсации передаются через мембрану;

г — пульсации передаются через сильфон;

д — пульсации передаются через буферный слой
воздуха (воздушную подушку).

Осаждение

- 1. Осаждение в поле сил тяжести

Расчет скорости осаждения

1. Определяется критерий Архимеда:

$$Ar = \frac{gd^3}{\mu^2} \cdot \rho \cdot (\rho_c - \rho)$$

2. Расчет Критерия Рейнольдса

Использовать критериальные уравнения:

- для ламинарного режима (если $Ar < 36$)

$$Re = \frac{Ar}{18}$$

- для переходного режима (если $36 < Ar < 83000$)

$$Re = 0,152 \cdot Ar^{0,715}$$

- для турбулентного режима ($Ar > 83000$)

$$Re = 1,74 \cdot \sqrt{Ar}$$

3. Рассчитывается скорость осаждения одиночной шарообразной частицы

$$V_{oc} = Re \mu / (d \rho)$$

4. Скорость осаждения одиночной частицы произвольной формы

$$V^*_{oc} = V_{oc} \varphi$$

φ – коэффициент формы

$\varphi = 0,77$ – для частиц округлой формы

$\varphi = 0,66$ – для частиц угловатой формы

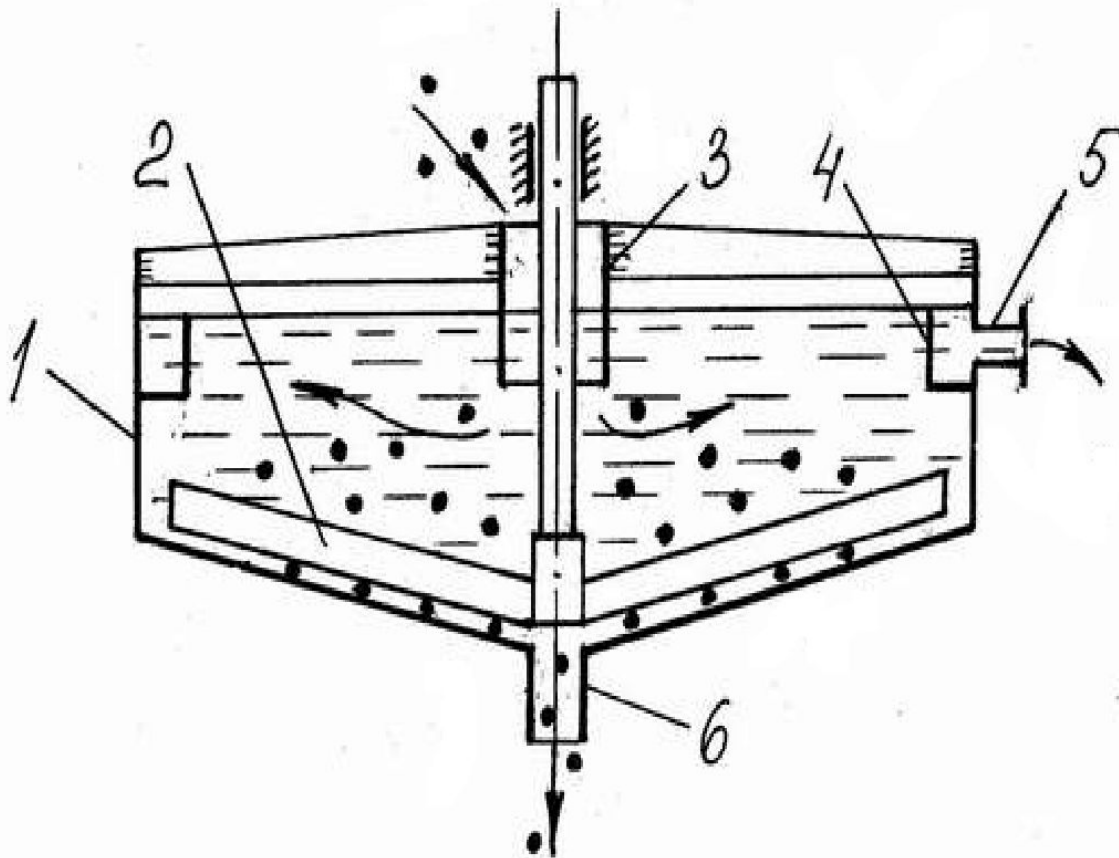
$\varphi = 0,58$ – для частиц продолговатой формы

$\varphi = 0,43$ – для частиц пластинчатой формы

- Если происходит стесненное осаждение (т.е. осаждается множество частиц) то скорость осаждения

$$V^{**}_{oc} = V^*_{oc} / 2$$

2. Отстойник



- 1 – корпус;
- 2- гребковая мешалка;
- 3- входной патрубком;
- 4- желоб;
- 5- патрубком для вывода осветленной жидкости;
- 6- патрубком для вывода осадка.

- При расчете отстойников по заданной производительности Q (м³/с) определяется площадь осаждения

$$S_{oc} = Q / v^{**}_{oc}$$

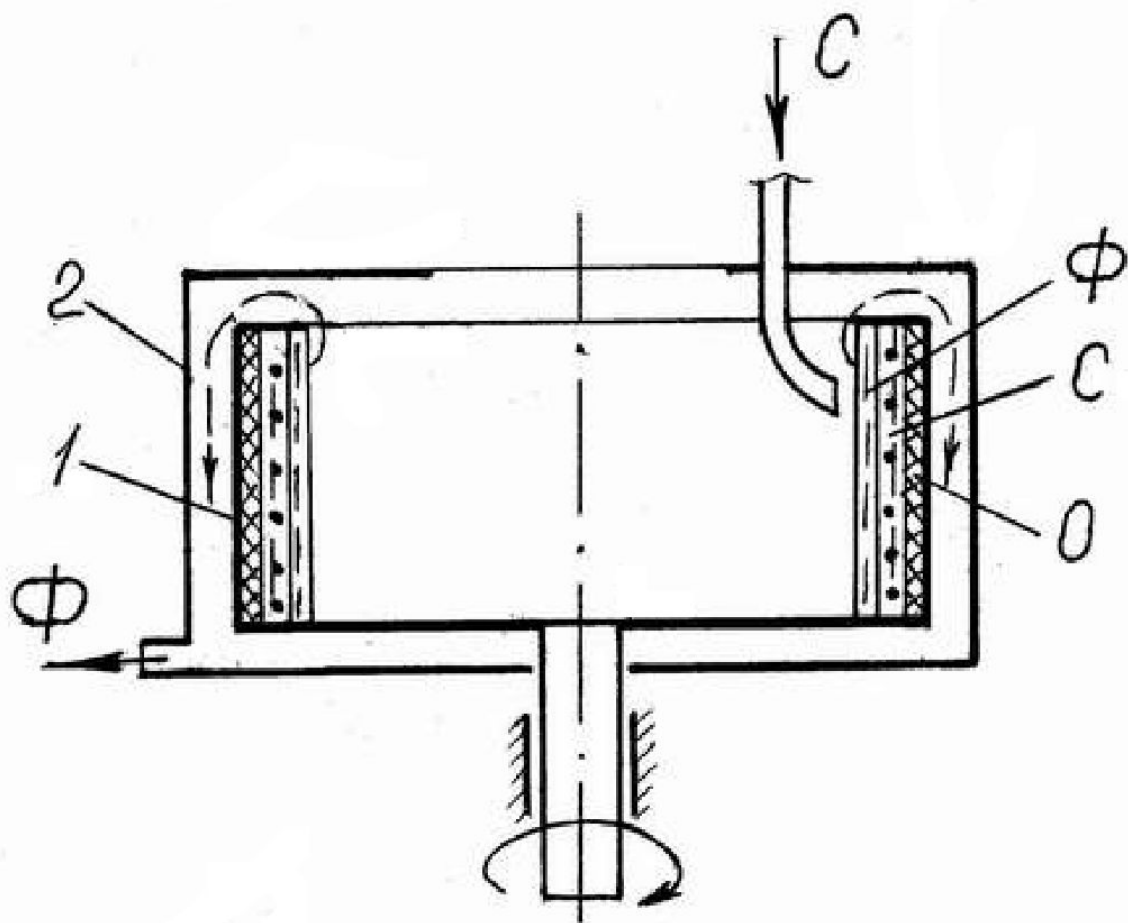
2. Осаждение в поле центробежных сил

- Фактор разделения

$$K_{ц} = F_{центр}/G$$

$$K_{ц} = \frac{\omega^2 r}{g}$$

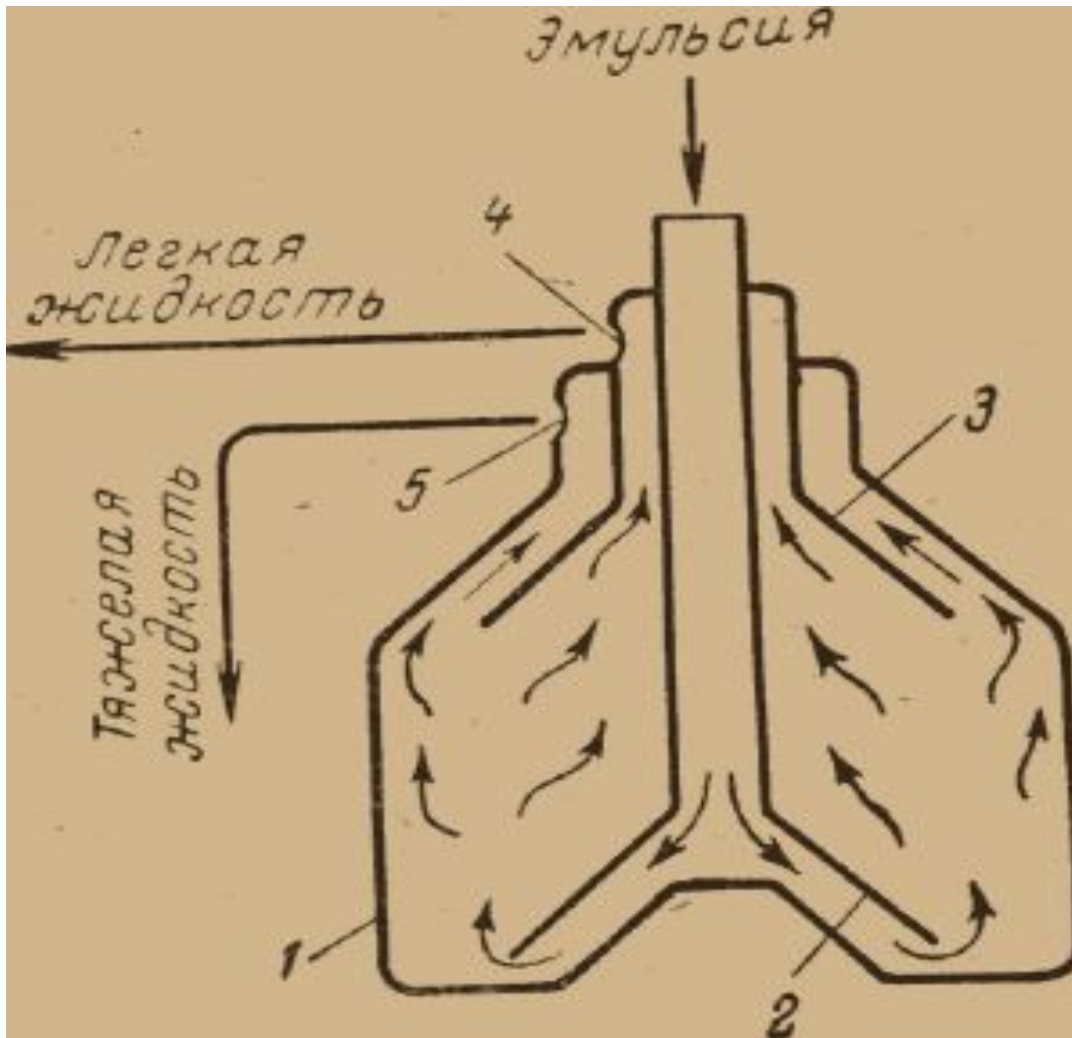
Отстойная центрифуга



- 1- барабан;
- 2- корпус.

- С – суспензия;
- О- осадок;
- Ф – фугат.

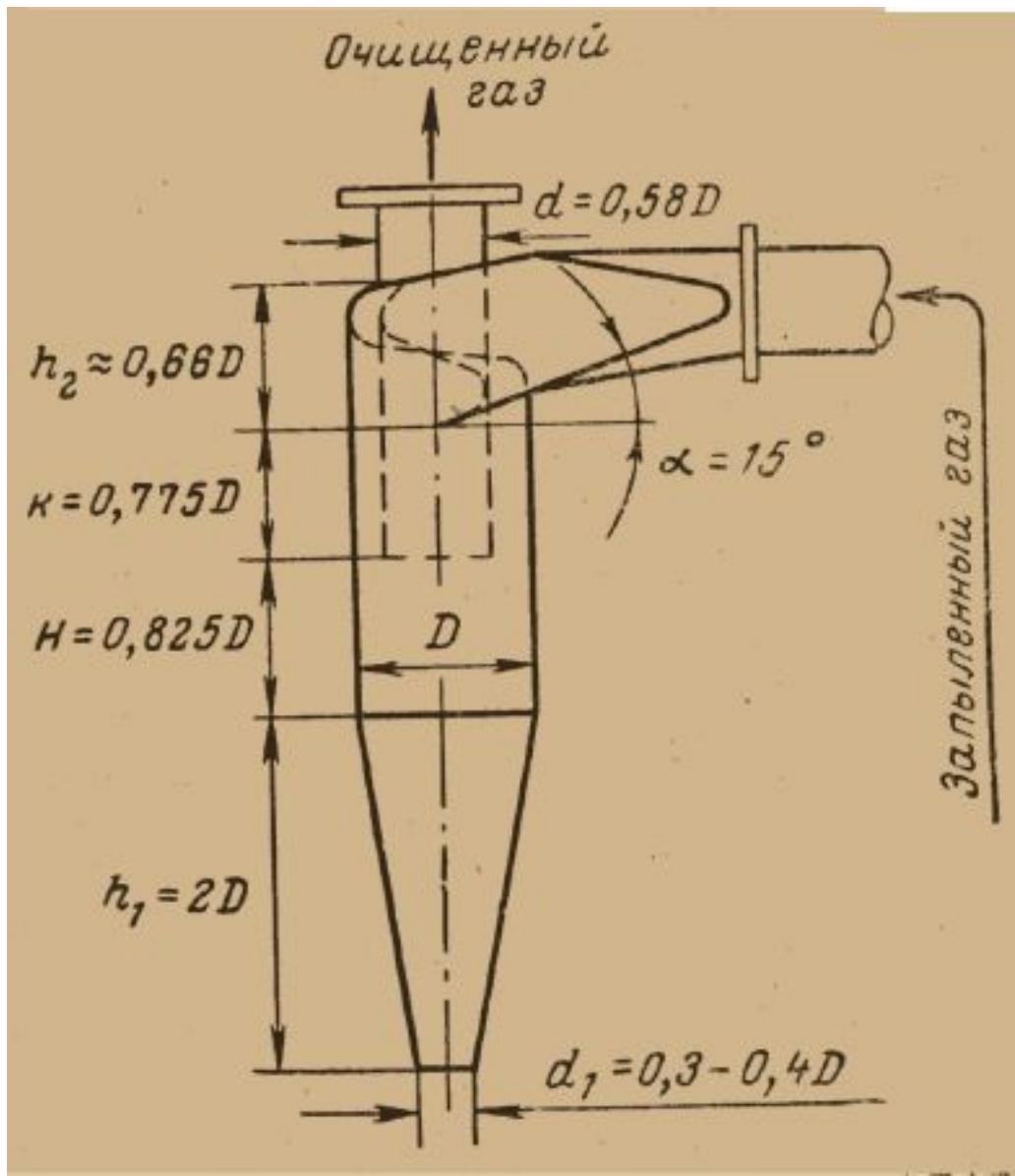
Сепараторы



- 1- корпус барабана;
- 2, 3- конические перегородки ;
- 4,5 – выходные отверстия.

Циклоны

1. Циклон конструкции НИИОГАЗ



Расчет циклона

- 1. Из уравнения гидравлического сопротивления циклона

$$\Delta P = \xi \frac{\rho v_{\phi}^2}{2}$$

определяем фиктивную скорость (отнесенную к полному сечению циклона) движения газа через циклон

$$v_{\phi} = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho\xi}}$$

Величина принимается (с последующей проверкой)

$$\frac{\Delta P}{\rho} = 550 \dots 750 \text{ м}^2 / \text{с}^2$$

ξ - коэффициент сопротивления циклона (справочная величина)

- 2. Рассчитывают диаметр циклона

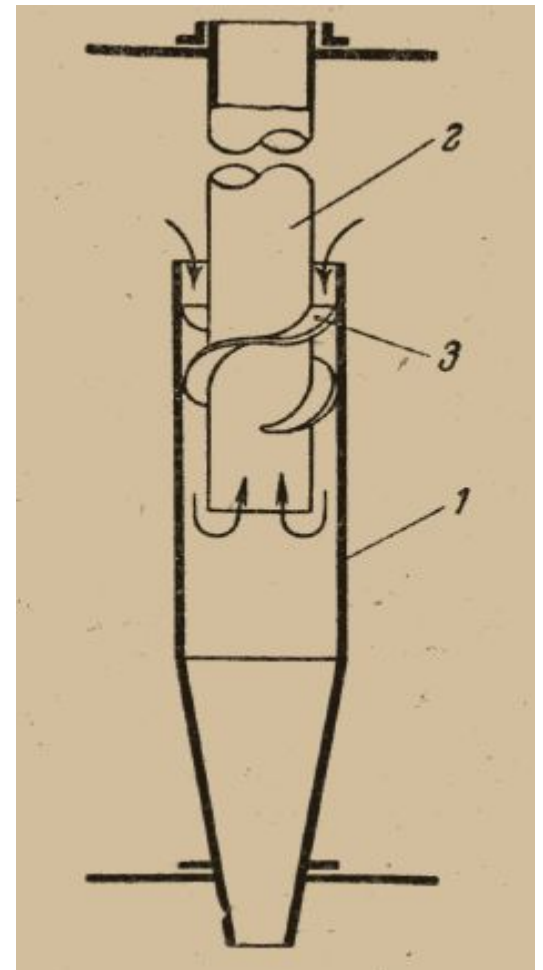
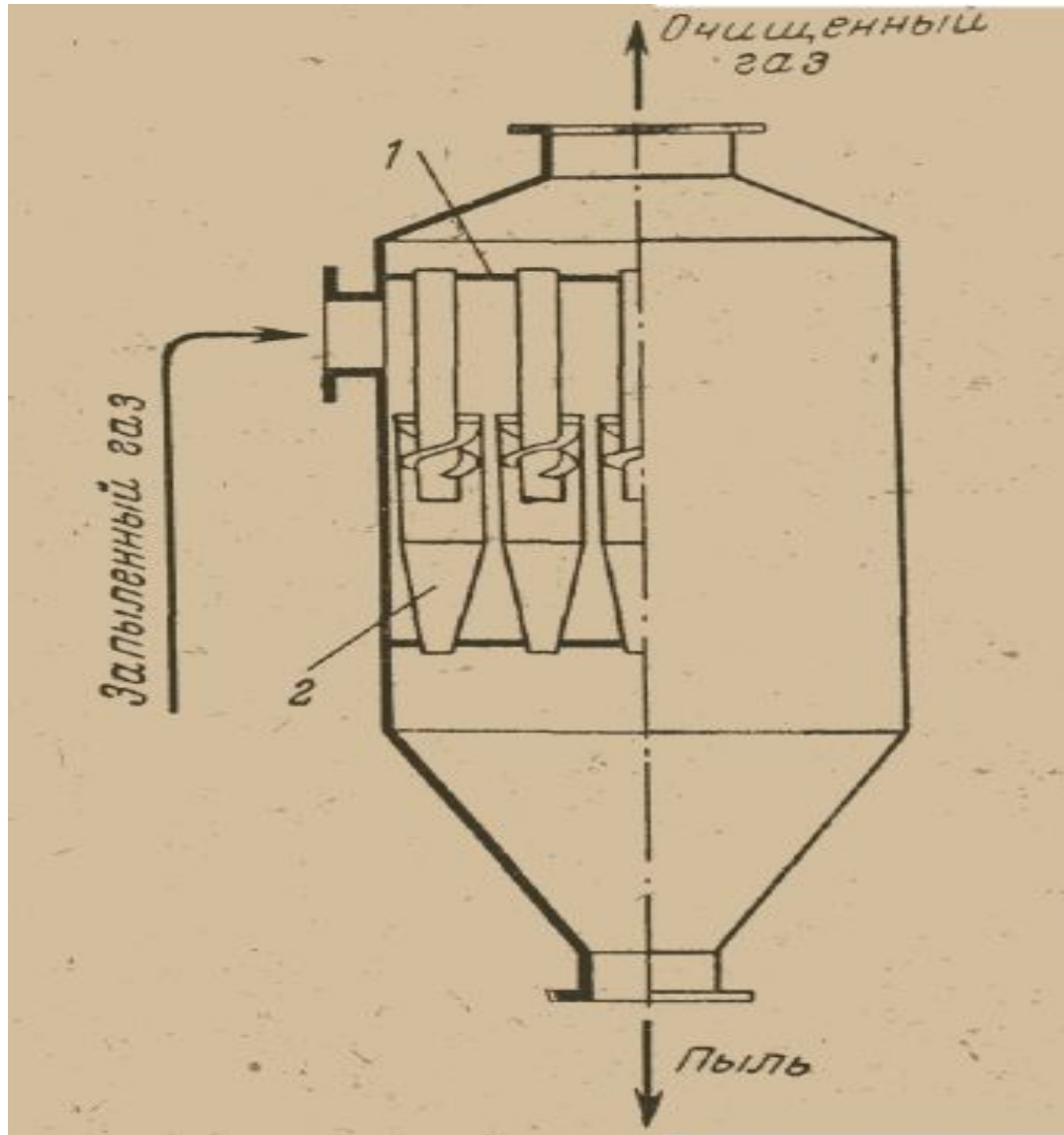
$$D = \sqrt{\frac{4Q_{3.2}}{\pi v_{\phi}}}$$

$Q_{3.2}$ - расход запыленного газа, m^3 / c

Если диаметр циклона получился больше стандартного, то устанавливают несколько параллельно работающих циклонов

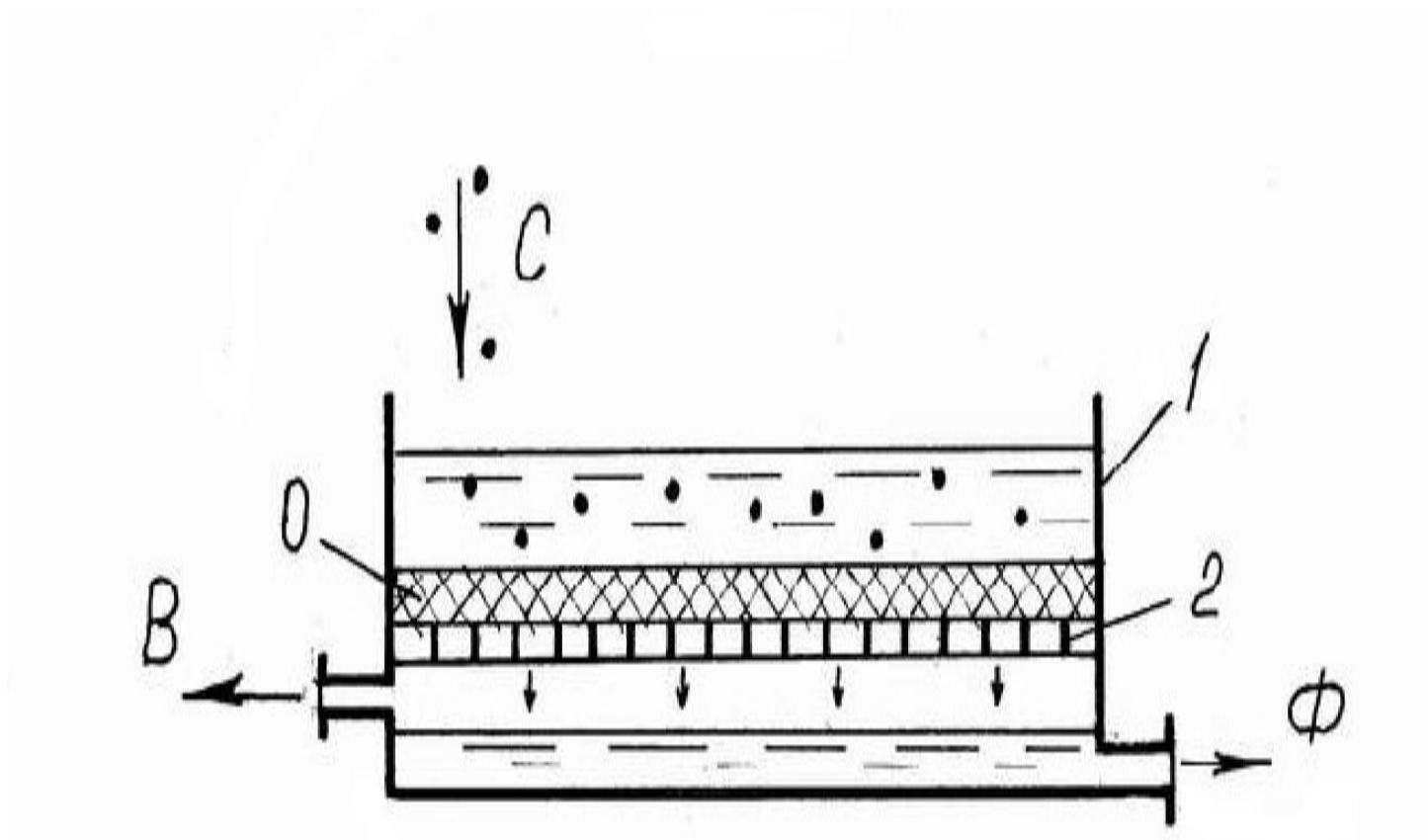
или применяют батарейный циклон.

2. Батарейный циклон



Фильтрация

- Схема процесса



Основное уравнение фильтрования

- Движущая сила процесса фильтрования – перепад давления на фильтре

$$\Delta P$$

Эта движущая сила может быть создана двумя способами:

- Избыточным давлением над фильтром
- Вакуумом под фильтром.

*Объем фильтрата, проходящий через фильтровальную перегородку в единицу времени-
скорость фильтрования*

$$\frac{dV}{Sd\tau}$$

- Скорость фильтрования прямо пропорциональна перепаду давления и обратно пропорциональна вязкости фильтрата и сопротивлению (фильтровальной перегородки и осадка) - основное уравнение фильтрования

$$\frac{dV}{Sd\tau} = \frac{\Delta P}{\mu(R_{ф.п.} + R_{ос})}$$

μ - вязкость фильтрата, Па*с

$R_{ф.п.}$ - сопротивление фильтровальной перегородки (величина постоянная), 1/м

$R_{ос}$ - сопротивление осадка (величина переменная, зависит от высоты слоя осадка), 1/м

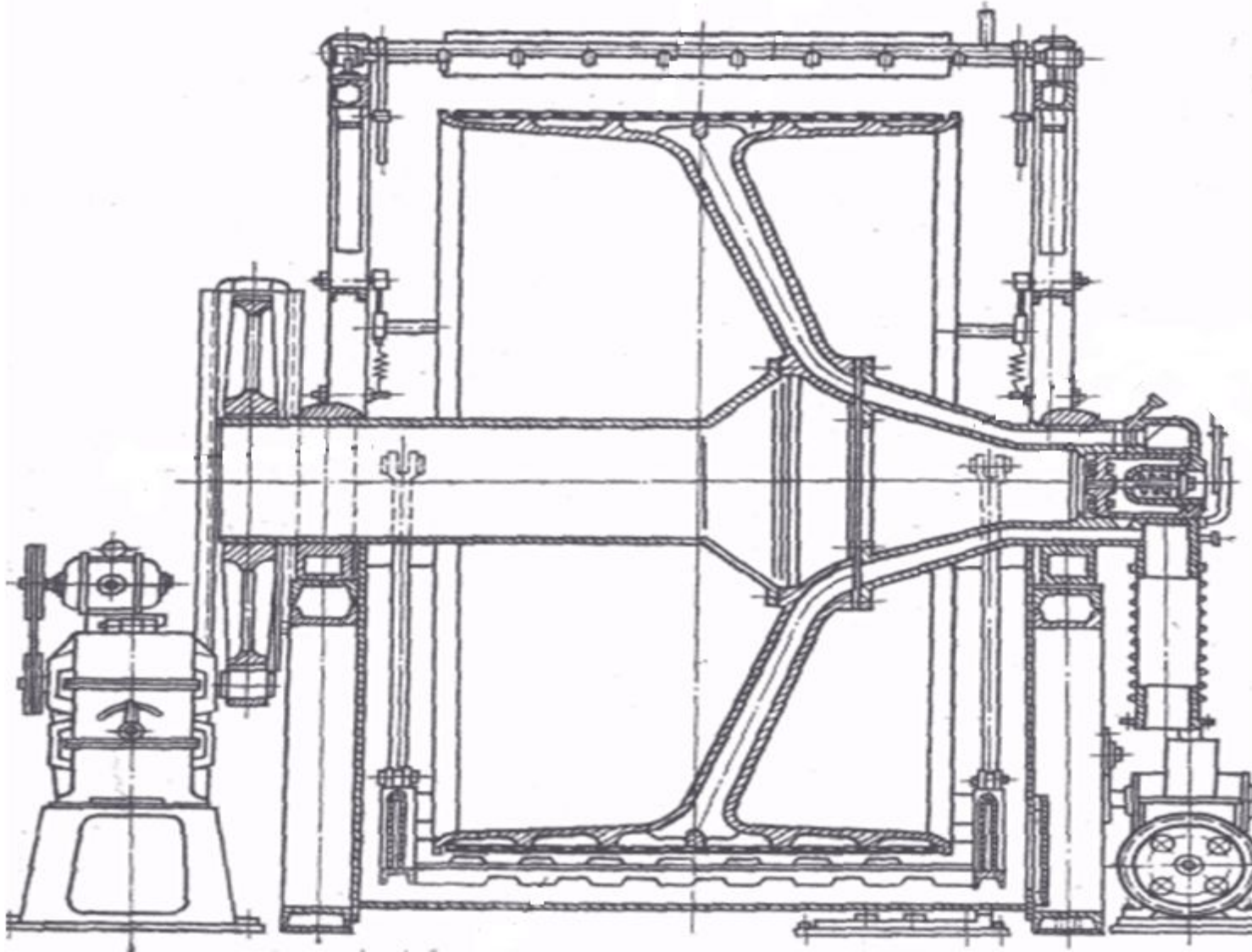
$$R_{ос} = h_{ос} r_{ос}$$

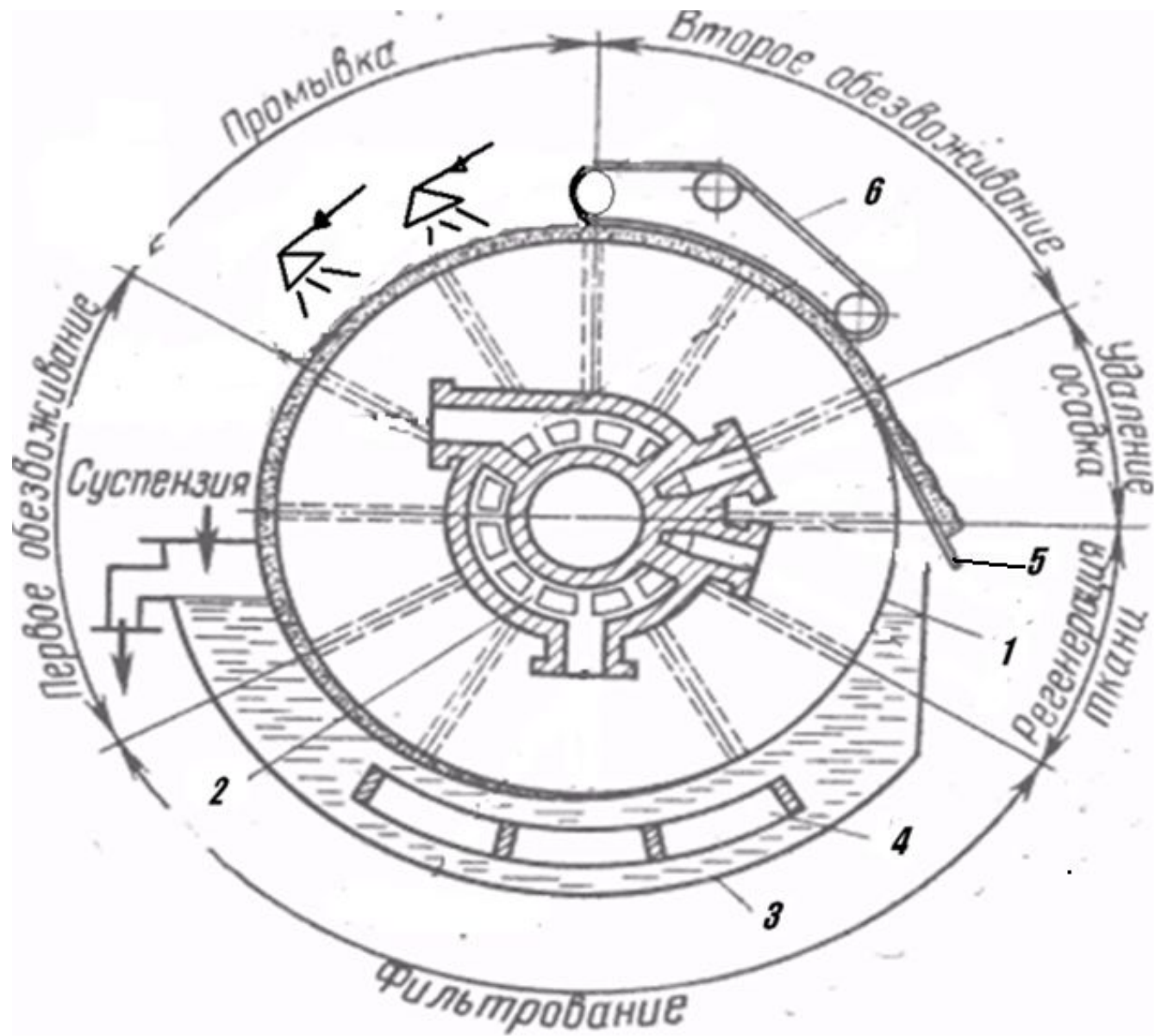
r_{oc} - удельное сопротивление осадка, 1/м²

- Тогда основное уравнение фильтрования принимает вид:

$$\frac{dV}{Sd\tau} = \frac{\Delta P}{\mu(R_{\phi.n.} + h_{oc}r_{oc})}$$

Барабанный вакуум-фильтр

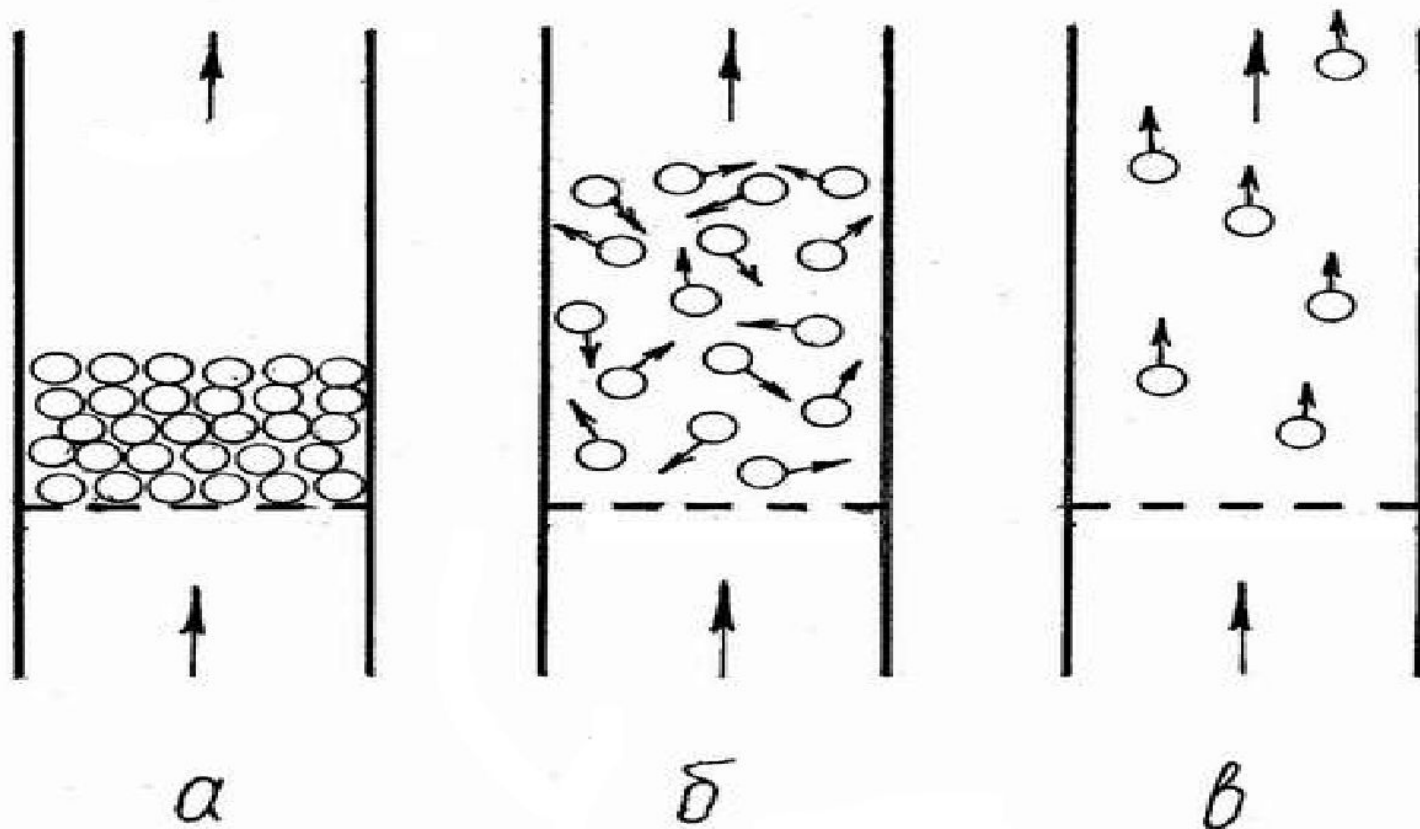




- 1-барабан;
- 2- распределительное устройство;
- 3- емкость с суспензией;
- 4- качающаяся мешалка;
- 5-нож;
- 6- прижимная лента.

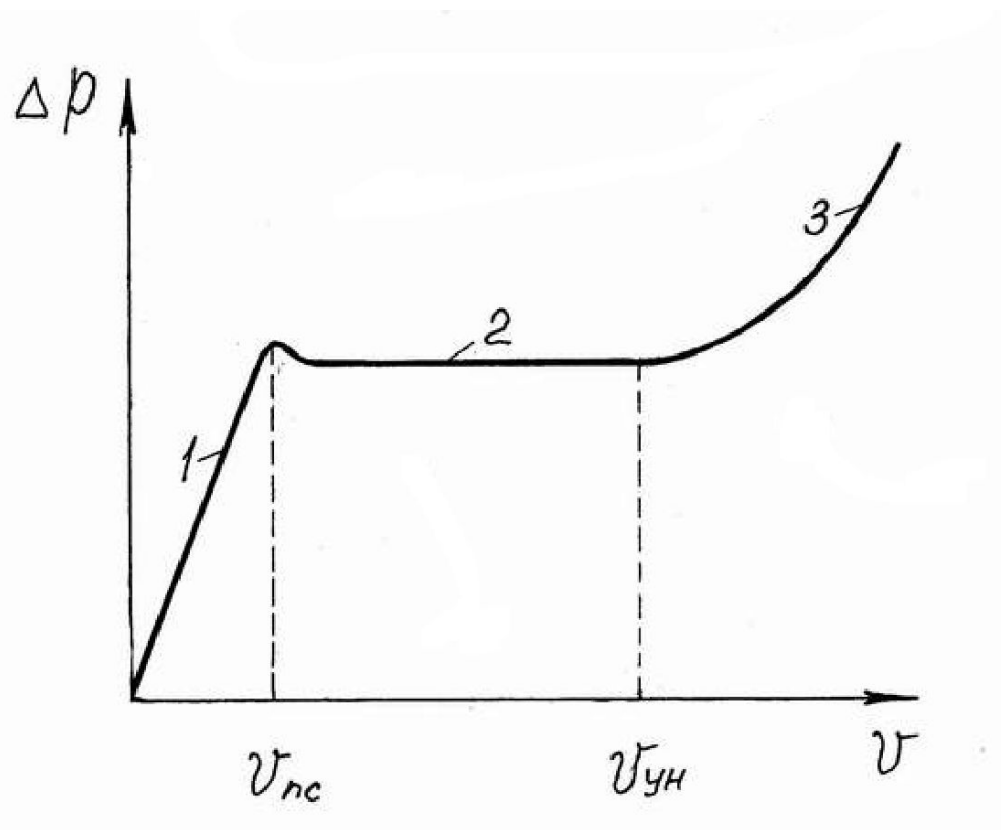
Гидродинамика зернистого слоя

- 1. Состояния зернистого слоя



- *a* – неподвижный слой $G > S \Delta p$
-режим *фильтрации*
- *б* – псевдооживленный (кипящий) слой
 $G = S \Delta p$
-режим *псевдооживления*
- *в* – унос частиц (пневмотранспорт)
 $G < S \Delta p$
-режим *пневмотранспорта*

2. Кривая псевдооживления



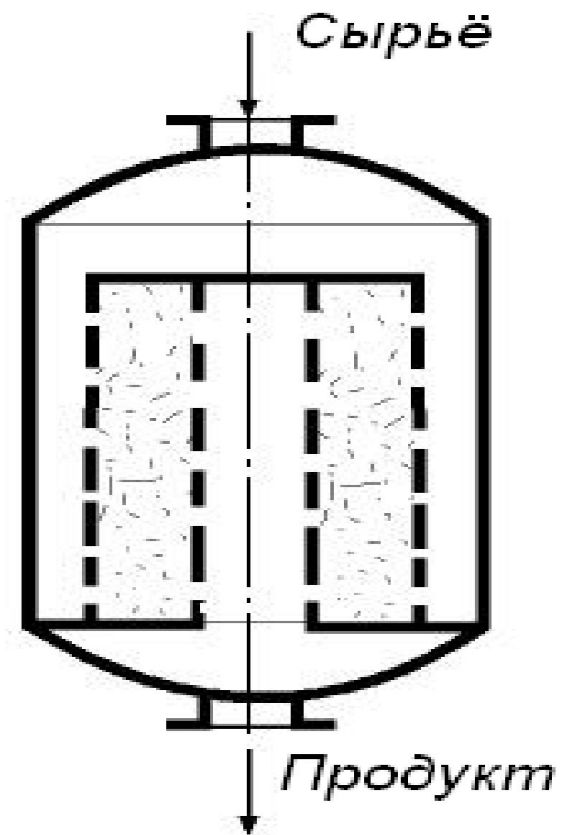
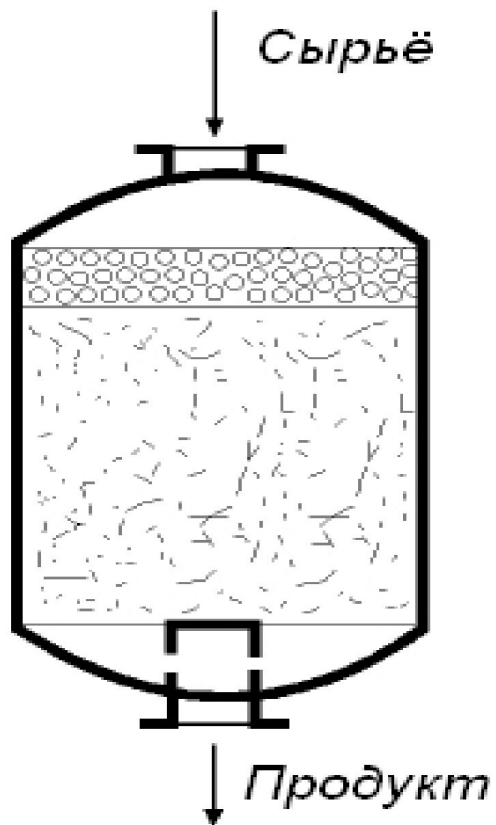
1. Для определения скорости начала псевдооживления используют уравнение

$$\text{Re}_{nc} = \frac{Ar}{1400 + 5,22\sqrt{Ar}}$$

2. Для определения скорости уноса используют уравнение

$$\text{Re}_{ун} = \frac{Ar}{18 + 0,61\sqrt{Ar}}$$

3. Реакторы с неподвижным слоем катализатора



4.Аппарат с псевдоожиженным слоем

