

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №1. ЩЕКОВЫЕ ДРОБИЛКИ.

----- 1. Общие сведения -----

Щековые дробилки (рис.1) применяются для крупного и среднего дробления. Куски сырья дробятся между подвижной и неподвижной щеками, на которых крепятся броневые плиты, часто рифленые в продольном направлении. Крупность кусков продукта определяется величиной зазора между плитами, которая регулируется перемещением распорных клиньев. Для предотвращения разрушения дробилки при попадании недробимых предметов (кусков металла) одну из нажимных плит делают клепаной. Различают дробилки с простым качанием подвижной щеки (ЩДП), где материал измельчается преимущественно раздавливанием, - и со сложным качанием (ЩДС), где кроме раздавливания происходит истирание материала. Однако ценой этого повышения эффективности является снижение срока службы защитных футеровок за счет повышенного износа их материала. ЩДС более компактны, более производительны и менее энергоемки.

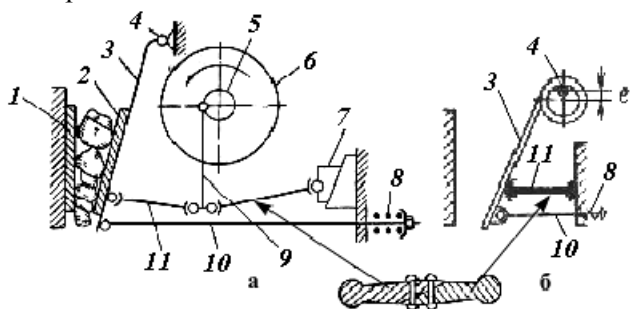


Рис. 1 Схемы щековых дробилок (а - ЩДП, б - ЩДС)
1, 2 - броневые плиты; 3, 4 - подвижная щека и ось ее вращения; 5, 6 - эксцентриковый вал и маховик;
7 - распорный клин; 8 - пружина; 9 - шатун; 10 - тяга;
11 - нажимная плита.

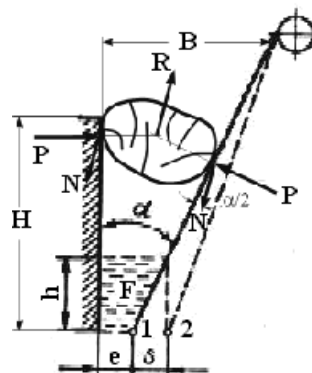
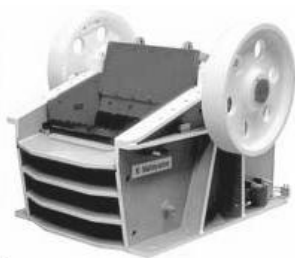


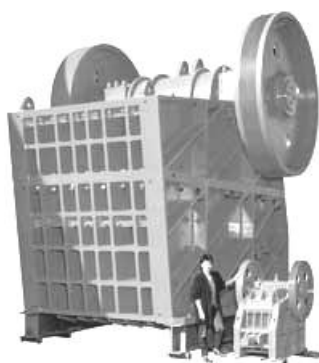
Рис. 2. Схема к расчету щековой дробилки

Достоинства щековых дробилок: простота конструкции, надежность, широкая область применения, компактность, удобство обслуживания. **Недостатки:** периодичность воздействия рабочего органа на материал, неполная уравновешенность движущихся масс. Для уменьшения шума и ударов, связанных с неуравновешенностью, дробилки устанавливают на тяжелых фундаментах и снабжают массивными маховиками.

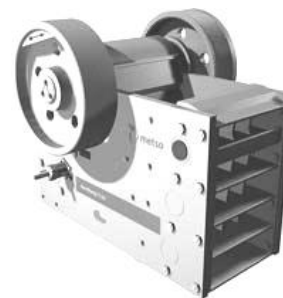
Крупнейшие производители современных щековых дробилок: Россия (ОАО «Дробмаш» - 10 моделей), Япония (Nakayama – 6 моделей, Komatsu), Германия («Westfalia and Braun», Kleemann Reiner – 15 моделей), Скандинавия (Metso Minerals) и др.



Щековая дробилка Nordberg C125



Самый крупный типоразмер щековой дробилки фирмы «Kleemann Reiner»



Щековая дробилка фирмы «Nakayama» (модель серии AC)

----- 2. Основы расчета. -----

По заданной объемной (Q_v) или массовой (Q_m) производительности, начальной (D_{max}) и конечной (d_{max}) крупности кусков, насыпной плотности (ρ) материала определяются: угол захвата (α), частота вращения приводного вала (n), геометрические размеры, потребляемая мощность. На основе результатов расчета выбирается типоразмер стандартной дробилки и их необходимое количество.

1) Угол между щеками дробилки должен быть таким, чтобы куски материала при сжатии не выбрасывались из приемного отверстия (зева, пасти) дробилки без разрушения, т.е. (см. рис.2) чтобы выталкивающая сила $R = 2 \cdot P \cdot \sin(\alpha/2)$ не превышала суммы удерживающих $N+N$, которые являются проекциями силы трения на направление действия силы R , т.е. $N = f \cdot P \cdot \cos(\alpha/2)$, где f - коэффициент внешнего трения материала, следовательно: $2 \cdot f \cdot P \cdot \cos(\alpha/2) \geq 2 \cdot P \cdot \sin(\alpha/2)$, т.е. $f \geq \operatorname{tg}(\alpha/2)$. Учитывая, что $f = \operatorname{tg}\varphi$ (φ - угол внешнего трения материала), получим: $\alpha \leq 2\varphi$, т.е. угол захвата дробилки должен быть меньше удвоенного угла внешнего трения. Не рекомендуется выбирать машины с $\alpha \ll \varphi$, т.к. при этом снижается степень измельчения материала. На практике с целью полной надежной работы угол захвата принимают в пределах 15-25°.

2) В большинстве стандартных дробилок используется шарнирно-рычажный привод и частота вращения приводного вала совпадает с частотой качаний подвижной щеки, которую определяют из следующих соображений:

- для высыпания из рабочей камеры материала, объем которого соответствует высоте h , необходимо время $t_2 = \sqrt{2h/g}$;
- t_2 должно быть равно времени половины качания подвижной щеки $t_1 = 1/2n = 0.5n^{-1}$, где n - число полных качаний в секунду;
- пренебрегая изменением угла захвата при качании, примем $h = s/\text{tg}(\alpha)$ где s – ход щеки в шпальте (размах качаний щеки), тогда из равенства $t_1 = t_2$ следует: $n = \sqrt{g \cdot \text{tg}(\alpha)/8s} = 0.5\sqrt{g \cdot \text{tg}(\alpha)/2s}$.

3) Основные размеры дробилки - это ее длина L , ширина зева B , ширина выходной щели (шпальта) e и высота передней стенки H . Величина B берётся с 15%-ым запасом от максимального размера кусков сырья ($D_{\text{max}} = 0.85B$). Согласно рисунку, $D_{\text{max}} - s \leq e \leq D_{\text{max}}$ (обычно принимают $e = D_{\text{max}} - s/2$), $H = (B - e)/\text{tg}(\alpha)$. Для определения величины s в мм рекомендована формула $s = a_1 + a_2 \cdot e$ (для ПЦС $a_1 = 7, a_2 = 0.1$; для ПЦП $a_1 = 8, a_2 = 0.26$). Необходимая длина дробилки определяется заданной производительностью: за одно качание щеки из дробилки высыпается объем материала, равный $V = (e + s/2) \cdot h \cdot L$, следовательно ее объемная производительность $Q_v = \mu \cdot V \cdot n$, где $\mu = 0.2 \div 0.6$ - коэффициент разрыхления, а массовая: $Q_m = \rho \cdot Q_v$.

4) Для дробилок отечественного производства мощность электропривода N [Вт] достаточно точно определяют по эмпирической формуле $N = 3,9 \cdot 10^4 \cdot n \cdot S^{1.25}$ (здесь S – площадь загрузочного отверстия, м^2 ; n – число качаний щеки в секунду).

Кроме того для расчета мощности зачастую используют аналитическую зависимость (формула Баумана) $N = 7,35 \cdot 10^5 \cdot s \cdot n \cdot L \cdot H / \eta$, Вт (η – к.п.д привода, $\eta = 0,85$)

Теоретическая потребляемая щековой дробилкой мощность в Вт: $N = A \cdot n / \eta_d$, где η_d – к.п.д. дробилки ($\eta_d = 0.5 \div 0.75$); A – работа затрачиваемая на дробление, Дж. Согласно теории Кирпичева-Кика, $A = \frac{\sigma_{\text{сж}}^2 \cdot V}{2E}$ ($\sigma_{\text{сж}}$ – предел прочности разрушаемого материала на сжатие, н/м^2 ; E – модуль упругости разрушаемого материала, н/м^2 ; V – объем материала, м^3 , который рекомендуется определять $V = \frac{\pi L}{6} (D^2 - d^2)$).

----- 3. Условия задачи -----

Для производственных нужд требуется измельчать $Q_{\text{тр}}$ тонн материала в сутки. Максимальный размер исходного материала (сырья) D_{max} , максимальный размер получаемого материала d_{max} .

- 1) При известной длине камеры дробления L найти производительность дробилки Q_m .
- 2) Определить необходимое количество щековых дробилок на требуемую производительность $Q_{\text{тр}}$.
- 3) Построить профиль камеры дробления с указанием основных размеров.
- 4) Рассчитать потребляемую мощность; сравнить значения, полученные при расчете по экспериментальной, теоретической и аналитической зависимостям.
- 5) Определить и сопоставить значения теоретической работы, затрачиваемой на дробление и работ, посчитанных по эмпирической зависимости и формуле Баумана.
- 6) Сделать выводы по п.п. 4), 5).

Исходные данные.

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$Q_{\text{тр}}$, т/ч	180	15	120	45	210	160	250	220	290	190
D_{max} , мм	750	136	340	212	765	215	1020	805	1275	510
d_{max} , мм	188	34	85	53	192	54	255	210	320	128
L , мм	1200	250	900	400	1200	900	1500	1200	2100	900
Материал	известняк		диабаз		гранит		гипсовый камень		мрамор	
ρ , кг/м ³	2630		3080		2700		2350		2750	
E , МПа	$3,5 \cdot 10^4$		$6,5 \cdot 10^4$		$4,5 \cdot 10^4$		$2,5 \cdot 10^4$		$4,0 \cdot 10^4$	
$\sigma_{\text{сж}}$, МПа	70		180		120		30		100	

Барабанные грохоты состоят из нескольких перфорированных обечаек, имеющих отверстия различных диаметров. Часто барабан грохота выполняется в виде усеченной шестигранной пирамиды (грохот-бурат). Ось барабана имеет угол наклона к горизонтали $\alpha = 5-7^\circ$. Барабан крепится к центральному валу, имеющему две опоры, или устанавливается в бандажах, опирающихся на ролики с ребордами.

Число оборотов барабана, обеспечивающее наиболее эффективное грохочение материала,

$$n = \frac{0,2}{\sqrt{R}} \text{ об/сек}, \quad (\text{VI. 32})$$

где R — внутренний радиус барабана в м.

Объемная производительность грохота (по поступающему на рассев материалу)

$$V = S\omega_m \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (\text{VI. 33})$$

где $\omega_m = 2\pi R n \frac{\alpha}{\sin \varphi}$ — скорость движения материала вдоль грохота в м/сек; α — угол наклона барабана к горизонтали в рад; φ — угол естественного откоса материала (угол трения) в град;

$S = 1,9\sqrt{Rh^3}$ — площадь сечения барабана, занятая материалом, в м²; h — высота слоя материала в грохоте в м; $h \leq 0,3R$ — при прохождении крупнокускового материала; $h = 10-25$ мм при грохочении мелкого сыпучего материала.

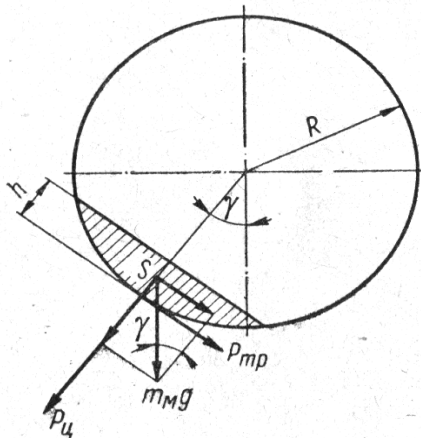


Рис. VI. 5. Усилия, действующие в барабанном грохоте

Мощность электропривода грохота

$$N_э = \frac{\sum M \omega}{\eta} \text{ вт}, \quad (\text{VI. 34})$$

где $\sum M$ — суммарный момент сил, действующих в грохоте;

ω — угловая скорость вращения грохота в 1/сек;

$\eta = 0,7 \div 0,8$ — к. п. д. привода грохота.

Для грохота с опорами на центральном валу суммарный момент сил (рис. VI. 5)

$$\sum M = M_1 + M_2 + M_3, \quad (\text{VI. 35})$$

где $M_1 = m_m g \sin \gamma R_0$ — момент подъема материала в н·м;

$M_2 = P_{тр} R = (P_u + m_m \cos \gamma) f_m R$ — момент от силы трения материала о стенку барабана в н·м;

$M_3 = (m_б + m_m) g f \frac{d_в}{2}$ — момент от сил трения на двух опорах барабана в н·м.

В уравнениях моментов обозначены:

$P_u = m_m \omega^2 R_0$ — центробежная сила от массы материала в н;

R_0 — радиус центра массы материала в м (учитывая небольшую величину h , можно принимать $R_0 = R$);

f_m — коэффициент трения материала о стенки грохота;

f — коэффициент трения скольжения в цапфах вала;

$d_в$ — диаметр вала в м.

Угол подъема материала γ обычно превышает угол φ на $5-10^\circ$ и составляет $40-45^\circ$.

Для грохота с барабаном, опирающимся на бандажи, суммарный момент

$$\sum M = M_1 + M_2 + M_3' + M_4. \quad (\text{VI. 35}')$$

Здесь в отличие от ранее написанного суммарного момента

M_3' — момент трения скольжения в цапфах роликов в $n \cdot m$ (рассчитывается аналогично моменту M_2);

$M_4 = zP_p k \left(1 + \frac{r_p}{R_b}\right)$ — момент трения качения бандажей барабана по роликам в $n \cdot m$; z — число роликов; P_p — усилие, действующее на ролик от массы барабана и материала, в n ; $k = 0,0005$ — коэффициент трения качения (сталь по стали); R_b — радиус бандажа в m ; r_p — радиус ролика в m .

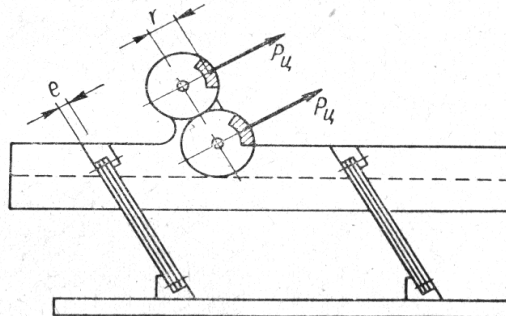


Рис. VI. 6. Грохот со сдвоенным дебалансом

Вибрационные (инерционные) грохоты рационально применять при грохождении мелкого материала (с размерами частиц до 35 мм). Подвижная часть грохота с набором сит подвешивается к станине на спиральных или листовых пружинах. Сита могут быть горизонтальными или наклонными. Вибрации ситам передаются от вращающихся сдвоенных или одиночных дебалансов. Сдвоенные дебалансы (рис. VI. 6) обеспечивают наиболее спокойную работу грохота.

Эффективное грохождение материала наблюдается при ускорениях колеблющихся частей грохота

$$a = \omega^2 e = 10 \div 25 \text{ м/сек}^2, \quad (\text{VI. 36})$$

где ω — угловая скорость дебалансных валов в $1/\text{сек}$.

Амплитуды колебаний грохота обычно лежат в пределах

$$e = 0,001 - 0,003 \text{ м}.$$

Производительность вибрационных грохотов (по материалу, прошедшему через сито) ВНИИстройдормаш рекомендует рассчитывать по эмпирической формуле, которая может быть представлена в виде

$$V = FqK_1K_2K_3 \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (\text{VI. 37})$$

где F — площадь сита в м^2 ;
 q — удельная производительность сита в $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{сек}$;
 K_1, K_2, K_3 — числовые коэффициенты, зависящие от качества просеиваемого материала.

Удельная производительность сита

$$q = 0,15d_0^{0,645} \quad \text{при } d_0 < 0,016 \text{ м};$$

$$q = 0,092d_0^{0,52} \quad \text{при } d_0 > 0,016 \text{ м}.$$

Здесь d_0 — диаметр отверстий в сите в м .

Значения коэффициентов K_1 и K_2 обусловлены зерновой характеристикой материала

$$K_1 = 0,5 + 0,835 (1 - R_{d_0});$$

$$K_2 = 0,54 + 0,925 \left(1 - R_{\frac{d_0}{2}}\right).$$

Здесь $R_{\frac{d_0}{2}}$ — полный остаток на сите с отверстиями диаметром

$\frac{d_0}{2}$ в долях единицы;

R_{d_0} — полный остаток на сите с отверстиями диаметром d_0 в долях единицы.

Значения коэффициента K_3 даны в табл. VI. 3.

Колебания грохота определяются центробежной силой дебалансов

$$P_u = m_{\partial} \omega^2 r, \quad (\text{VI. 38})$$

где m_{∂} — масса дебалансов в кг (при сдвоенных дебалансах учитывается масса обоих дебалансов);

r — радиус центра массы дебаланса в м.

Амплитуда колебания грохота e связана с радиусом дебаланса r равенством

$$m_{\partial} r = m_{\kappa} e, \quad (\text{VI. 39})$$

в котором m_{κ} — масса колеблющихся частей грохота, включая и материал.

Вибрационный (инерционный) грохот может работать в условиях, близких к резонансу. В этом случае упругая постоянная пружины (сила, обеспечивающая деформацию пружины в 1 м) равняется

$$k = \frac{m_{\kappa} g}{z a_{\text{ст}}} = \frac{m_{\kappa} \omega^2}{z} \text{ н/м}, \quad (\text{VI. 40})$$

где z — число пружин грохота;

$a_{\text{ст}}$ — статистическая деформация пружины от массы грохота в м.

Центробежная сила дебалансов связана с упругой постоянной пружин и амплитудой колебаний грохота соотношением, справедливым также и при работе без резонанса

$$P_u = k z e. \quad (\text{VI. 41})$$

Работа грохота в условиях резонанса вследствие потерь энергии (например, на трение в подшипниках) не сопровождается возрастанием амплитуды колебаний до бесконечности.

Мощность привода грохота может быть рассчитана по формуле (VI. 27) без учета мощности N_{mp} . При этом в условиях резонанса учитывается только работа A_2 , при расчете которой вместо силы инерции P_u необходимо брать центробежную силу дебалансов (см. пример VI. 10).

Шнековые и лопастные смесители

Расчетные формулы для шнеков как транспортирующих механизмов выведены из условия значительных усилий сцепления между собой частиц, при котором продвижение материала вдоль винта идет без проскальзывания, как гайка. Между тем фактически сдвиг между слоями перемещаемого в шнеках материала имеет место, а следовательно, и характер его движения в этом случае совпадает с течением вязкой жидкости.

Для расчетов производительности лопастных шнековых смесителей (рис. 1) может быть предложена формула, учитывающая оба, указанных выше, характера движения сыпучего материала, а именно:

$$G_{\text{шас}} = 0,75 \varphi \rho k \pi^2 D^2 \left(\frac{D-d}{2} \right) \sin \alpha \cos \alpha 60 n \text{ кг/ч};$$

для двухвальных мешалок при одинаковых значениях диаметра и шага и имеющих встречное вращение с числами оборотов n_1 и n_2 об/мин

$$G_{\text{шас}} = 0,75 \varphi \rho k \pi^2 D^2 \left(\frac{D-d}{2} \right) \sin \alpha \cos \alpha (n_1 - n_2) 60 \text{ кг/ч},$$

где D — диаметр шнека в м;

d — диаметр вала шнека в м;

α — средний угол наклона винтовой линии;

k — коэффициент сплошности винтовой поверхности, равный единице при сплошной поверхности, 0,6—0,7 — для спиральной и 0,4—0,5 — для гребковой.

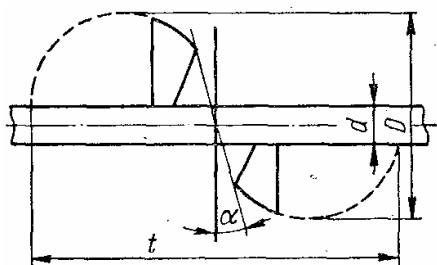


Рис. 1. Расчетная схема лопастного смесителя.

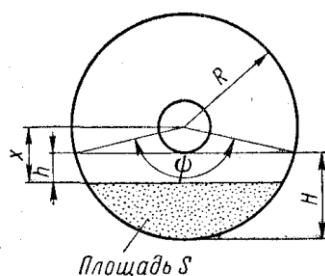
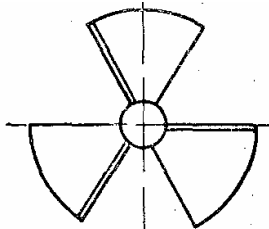


Рис. 2. Расчетная схема шнекового смесителя.

Длина шнека L определяется по формуле одновального

$$L = 1,5 \pi k (D - d) \sin \alpha \cos \alpha n \tau \text{ м};$$

двухвального

$$L = 1,5 \pi k (D - d) \sin \alpha \cos \alpha (n_1 - n_2) \tau \text{ м}.$$

Для определения мощности, потребляемой шнековыми смесителями, следует пользоваться формулами для лопастных смесителей, в которые необходимо вводить поправочные коэффициенты запаса, равные 1,5÷2, ввиду недостаточного учета в них всех сопротивлений, а также известной приближенности самих формул. Для определения мощности электродвигателя необходимо дополнительно вводить КПД всей кинематической схемы приводного устройства.

Мощность, потребляемая лопастными смесителями, расходуется на преодоление сопротивления сыпучей массы и лобового сопротивления лопастей при их вращении

$$N = N_{\text{ер}} + N_{\text{о.с}},$$

где $N_{\text{ер}}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления сыпучей массы, в кВт;

$N_{\text{о.с}}$ — мощность на преодоление лобового сопротивления в кВт;

$$N_{\text{ер}} = \frac{g \rho \operatorname{tg}^2 \left(45 + \frac{\beta}{2} \right)}{60 \cdot 10^3} \sum_1^z [hF (\cos \alpha + f \sin \alpha) u_{\text{ер}}] \text{ кВт};$$

$$N_{\text{о.с}} = \frac{g \rho \operatorname{tg}^2 \left(45 + \frac{\beta}{2} \right)}{60 \cdot 10^3} \sum_1^z [hF (\sin \alpha - f \cos \alpha) u_{\text{о.с}}] \text{ кВт},$$



Рис. 3. Двухвальный смеситель периодического действия

где h — средняя глубина погружения лопастей в материал в м;
 F — лобовая поверхность лопастей в м²;
 α — угол поворота лопастей в град;
 f — коэффициент трения массы о лопасти;
 ρ — плотность сыпучего материала в кг/м³;
 β — угол естественного откоса смеси;
 z — число лопастей на валу смесителя;
 $u_{\text{вр}}$ — окружная скорость в точке приложения к лопасти приведенного лобового сопротивления в м/мин;
 $u_{\text{о.с}}$ — осевая скорость той же точки в м/мин;

$$u_{\text{вр}} = 2\pi n r;$$

$$u_{\text{о.с}} = 1,5\pi k 2x \sin \alpha \cos \alpha, n$$

где n — число оборотов вала в минуту;
 x — ордината точки приложения лобового сопротивления.



Рис. 4. Вариант исполнения лопастей

Геометрические параметры шнека, необходимые для расчета мощности, определяются следующим образом. По рис. 2 и табличным соотношениям элементов кругового сегмента определяем:

S — площадь сечения, занятую массой при коэффициенте заполнения φ ;

$$S = 2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{2} R^2,$$

H — стрелку сегмента, $H = 0,77R$;

l — длину хорды, $l = 1,95R$;

x — центр массы,

$$x = \frac{l^3}{12S} = \frac{1,95^3 R^3}{12 \cdot 1,1 R^2} = 0,56R;$$

h — глубину погружения центра массы под слой сыпучего материала,

$$h = x - (R - H) = 0,56R - (R - 0,77R) = 0,33R$$

Поверхность витка сплошного шнека, как поверхность кольца радиусов R' и r' , с углом выреза γ , определяется в следующей последовательности:

длина внешней дуги

$$L' = \sqrt{t^2 + (\pi D)^2}$$

длина внутренней дуги

$$l' = \sqrt{t^2 + (\pi d)^2}$$

ширина кольца

$$b = \frac{D-d}{2}$$

внутренний и внешний радиусы кольцевой развертки

$$r_1 = \frac{bl'}{L'-l'}$$

$$R_1 = r_1 + b$$

угол выреза

$$\gamma = 360 \frac{2\pi R_1 - L'}{2\pi R_1}$$

Поверхность заготовки

$$F_1 = \pi (R_1^2 - r_1^2) \frac{360 - \gamma}{360}$$

При коэффициенте сплошности шнека k и коэффициенте заполнения φ , поверхность лопасти одного витка, взаимодействующего с массой, будет $F = \varphi k F_1$ равна

Далее определяется полная мощность смесителя с учетом КПД и количества валов. Вместо количества лопастей z , при расчете шнекового смесителя подставляется количество витков шнека

$z = L/t$, где L — длина шнека; t — ход шнека.

Условие задачи: Определить производительность $G_{\text{час}}$, число оборотов валов и мощность привода двухвального шнекового смесителя периодического действия для смешения порошков насыпных плотностей ρ_1 и ρ_2 в заданном массовом соотношении при известных характеристиках шнеков, длительности перемешивания τ и значениях коэффициентов (см. табл.).

Характеристика шнека: диаметр шнеков D ; диаметр вала d ; длина шнеков L ; шаг t ; угол поворота шнека α ; коэффициент заполнения объема, описываемого шнеками φ ; коэффициент сплошности витков шнека k ; коэффициент трения массы по лопасти f ; угол естественного откоса массы β ; угол кругового сегмента шнека ψ .

Основные характеристики смесителей

Тип смесителя	Коэффициент заполнения φ	Отношение длины к диаметру L/D	Число оборотов в минуту n
Лопастные	0,3 – 0,4	2 – 2,5	15 – 30
Шнековые	0,3 – 0,4	5 – 25	$\frac{15-25}{D}$



Рис. 5. Двухвальный смеситель непрерывного действия

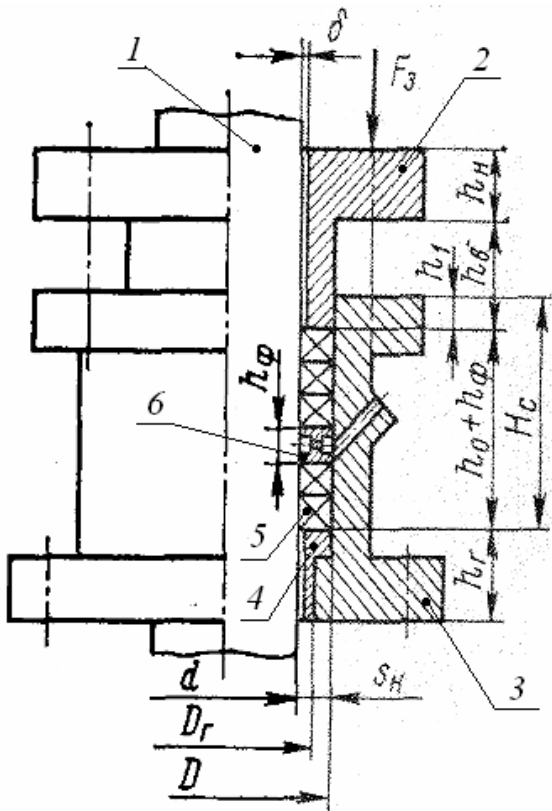
Расчет сальникового уплотнения

Расчет сводится к определению геометрических параметров, нажимного усилия и мощности, теряемой на трение в сальнике, а также законов изменения осевой и радиальной сил, которые зависят от диаметра уплотняемого вала и материала набивки. Выбор материала набивки сальникового уплотнения определяется технологическими условиями работы агрегата.

1. Выбирается тип сальниковой набивки, исходя из заданных значений технологических параметров (рабочего давления p , Па и температуры t , °С, учитывая свойства рабочей среды).

2. Определяются геометрические параметры элементов конструкции:

Конструкция сальника



1 - вал; 2 - нажимная втулка (грундбукса);
3 - сальниковая камера; 4 - упорная втулка;
5 - сальниковые кольца; 6 - фонарное кольцо (фонарь).

2.1. Толщина (ширина) набивки в машиностроении определяется по формуле: $s_H = (1,5 \div 2,5) \cdot \sqrt{d}$, где d — диаметр вала или штока. Вычисленное значение ширины (мм) сальниковой набивки округляется в большую сторону до величины, выбираемой из следующего ряда чисел: 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 38, 42, 45, 50, 52, 55, 60, 65, 70. Ширина сальниковой камеры, как правило, равна толщине набивки s_H .

2.2. Первоначальная высота набивки h_0 (до затяга болтов/шпилек) зависит от давления и характера уплотняемой среды и принимается в машиностроении: $h_0 = (6 \div 8) \cdot s_H$.

2.3. Полная глубина расточки сальниковой камеры с учетом фонарного кольца для подвода запирающей жидкости, улучшающей теплоотвод и обеспечения направления нажимной втулки: $H_C = h_0 + 2 \cdot s_H + h_\phi$,

где $2s_H$ — прибавка к высоте для обеспечения направления нажимной втулки; h_ϕ — высота фонаря, $h_\phi = (1,5 \div 2) \cdot s_H$.

2.4. Высота цилиндрической части нажимной втулки (грундбуксы) $h_B = (0,4 \div 0,5) \cdot h_0$.

2.5. Внутренний диаметр сальниковой камеры $D = d + 2 \cdot s_H$

2.6. Внутренний диаметр резьбы стяжных болтов (шпилек)

$d_\phi = \sqrt{3 \cdot (D^2 - d^2) \cdot p / (n_\phi \cdot [\sigma]_p)}$, где n_ϕ — количество болтов (шпилек), выбираемое из конструктивных соображений из ряда 2; 4; 6; 8; 12; ... и далее, кратное 4; $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение, которое исходя из условий длительной эксплуатации резьбы болтов (шпилек) принимается равным 25 – 35 МПа. Большие значения $[\sigma]_p$ рекомендуется принимать при $p > 3$ МПа.

2.7. Высота (толщина) фланца нажимной втулки $h_H = 1,25 \cdot d_\phi$, где d_ϕ — диаметр резьбы стяжных болтов или шпилек.

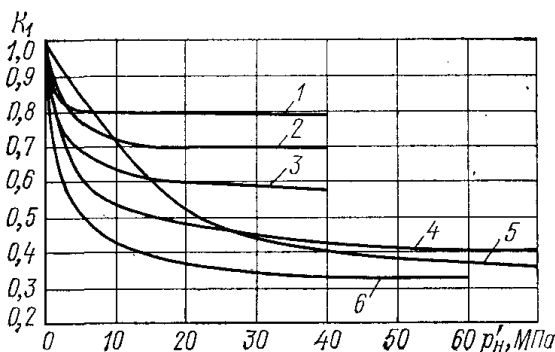
2.8. Высота грундбуксы ориентировочно для валов: $h_r = (0,25 \div 0,35)d$, мм.

2.9. Посадочный диаметр грундбуксы: $D_r = d + (1 \div 1,5) \cdot s_H$.

2.10. Зазор между валом (штоком) и нажимной втулкой (грундбуксой): $\delta = \min \{1/200 \div 1/250\} \cdot d; 0,8 \text{ мм}\}$.

3. Рассчитывается нажимное усилие на сальниковую набивку (усилие затяга болтов):

3.1. Высота набивки в рабочем состоянии $h = K_y \cdot h_0$, где K_y — коэффициент усадки набивки, определяемый по и графику (1 — асбестовая пропитанная (АП) и асбестопроволочная (АПР) набивки; 2 — хлопчатобумажная пропитанная набивка (ХБП); 3 — пеньковая пропитанная набивка (ПП); 4 — хлопчатобумажная сухая набивка (ХБС); 5 — вентиляционная набивка (АПРПС); 6 — асбестовая сухая набивка (АС)).



где $k_1 = k = 1$ — для всех пропитанных набивок; f' определяют из графика при $p_y = p/k$; (при $p > 3$ МПа, $p_r = p$)

Окончательно $K_y = 0,8K$; давление нажимной втулки $p_H = 2,5 \cdot p$.

3.2. Усилие затяга болтов, с которым должна действовать нажимная втулка на сальниковую набивку для обеспечения герметичности

$$F_3 = \left[\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot p_r / (4 \cdot k) \right] \cdot e^{2 \cdot k \cdot f \cdot h / s_H}$$

где f — коэффициент статического трения набивки о наружную поверхность головки и сальниковую камеру, имеющих шероховатость

8-го класса: $f = f' / k_1$,

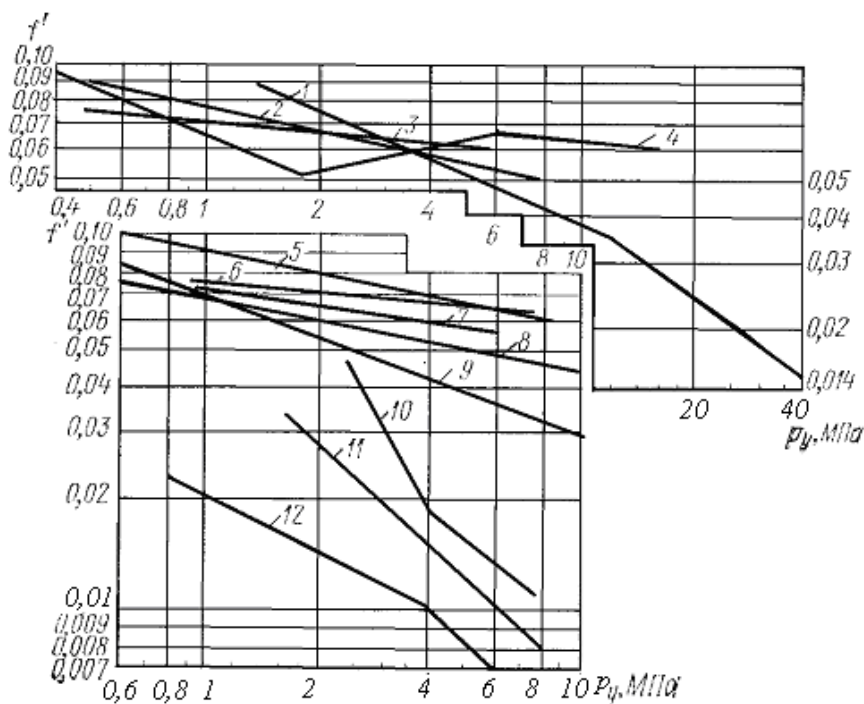


Рис. 3 Зависимость величины f' от осевого давления p_y :

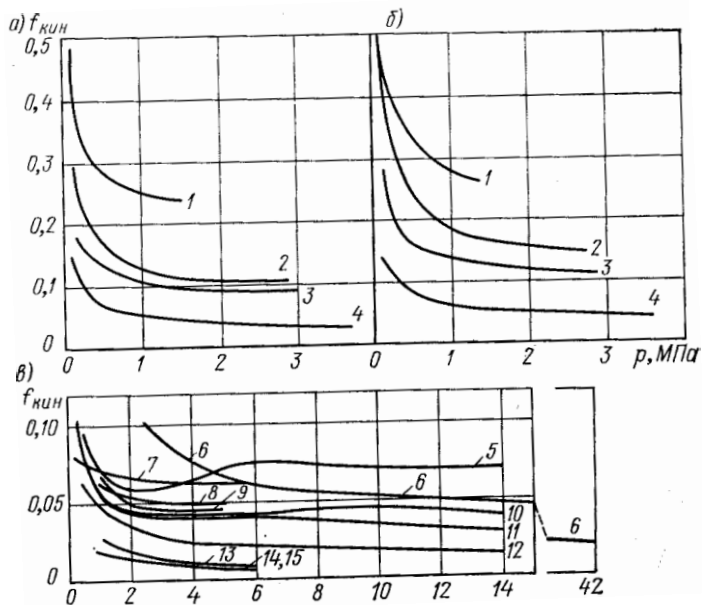
1 – вентиляльная (АПРПС) асбестовая сухая (АС) набивка; 2 – набивка из стружки фторопласта-4 без смазки (Ф4); 3 – асбестографитовая композиция (АГ); 4 – хлопчатобумажная сухая набивка (ХБС); 5 – асбестовый шнур (АШ); 6 – пенковая пропитанная набивка (ПП); 7 – хлопчатобумажная пропитанная набивка (ХБП); 8 – фторопластографитовая композиция (ФГ); 9 – набивка из стружки фторопласта-4 со смазкой (Ф4с); 10 – асбестопроволочная (АПР) набивка; 11 – асбестовая пропитанная набивка (АП); 12 – пластичная набивка (ПН).

4. Определяются потери мощности на преодоление сил трения в сальнике

$N_c = F_{TR} \cdot \omega \cdot d / 2$, где ω – угловая скорость вала, c^{-1} .

Сила трения между набивкой и вращающимся или поступательно перемещающимся рабочим органом (валом или штоком)

$F_{TR} = [\pi \cdot d \cdot f_{кин} \cdot p_{Г} \cdot s_H / (4 \cdot k \cdot f)] \cdot (e^{2 \cdot k \cdot f \cdot h / s_H} - 1)$, где $f_{кин}$ – коэффициент кинетического трения между набивкой и валом, определяемый по графику



в сальниковом уплотнении (пп. 5).

Рис. . Зависимость коэффициента кинетического трения между валом и набивкой от давления p среды: а — $v = 0,05$ м/с, $p \leq 4$ МПа; б — $v = 0,35$ м/с, $p \leq 4$ МПа; в — $v = 0,01$ м/с (кривые 5, 6, 7, 10, 11, 12, 15) и $v = 2,76$ м/с (кривые 8, 9, 13, 14). $p \leq 15$ МПа;

1 — асбестовый шнур (АШ); 2 — набивка из стружки фторопласта-4 без смазки (Ф4); 3 — фторопластографитовая композиция (ФГ); 4 — набивка из стружки фторопласта-4 со смазкой (Ф4с); 5 — хлопчатобумажная сухая набивка (ХБС); 6 — вентиляльная (АПРПС) и асбестовая сухая (АС) набивки; 7 — асбестографитовая композиция (АГ); 8, 10 — пенковая пропитанная набивка (ПП); 9, 11 — хлопчатобумажная пропитанная набивка (ХБП); 12, 13 — асбестовая пропитанная набивка (АП); 14 — асбестопроволочная набивка (АПР); 15 — пластичная набивка (ПН)

5. Для построения схемы распределения усилий в уплотнении используют следующие зависимости

Закон изменения осевой силы по высоте сальника (рис. 2)

$P_y = P_p \exp(2 \cdot f \cdot (y/s))$, при $y = 0 \div h$.

Закон изменения радиальной силы

$P_x = (1/m) \cdot P_p \cdot \exp(2 \cdot f \cdot (y/s))$, при $y = 0 \div h$. (m – величина, зависящая от материала набивки, давления и других факторов, табл.)

Условие задачи: рассчитать сальниковое уплотнение для вращающегося вала химического аппарата, имеющего следующие характеристики: d – диаметр вала, м; p – давление среды в аппарате, МПа; t – температура рабочей среды в аппарате, $^{\circ}C$; n – частота вращения вала, об/мин.

Построить схему распределения усилий в



Рис. 3. Применение сальниковых уплотнений (аппараты с мешалками, теплообменники, насосы, запорно-регулирующая арматура и др.).

Таблица 4

Данные для расчета сальникового уплотнения

N, п/п	d _в , мм	P _р , МПа	n, об/мин	t, °C	h/s
1	40	40	20	200	9,60
2	60	30	70	145	9,70
3	50	35	120	515	9,82
4	65	5	170	0,0	5,0
5	80	5,5	220	-10	6,2
6	95	10,5	270	-150	5,1
7	110	20	300	150	5,2
8	130	1,0	350	370	5,3
9	160	4,1	400	420	5,4
10	125	3,2	450	320	5,5
11	115	1,3	550	70	5,6
12	105	1,4	3500	370	5,9
13	50	38	3000	-15	6,2
14	95	18	2500	53	6,4
15	85	33	2000	400	6,8
16	35	16	1500	0,0	7,5
17	150	21	1000	-100	11,8
18	138	2,0	500	98	11,3
19	145	2,2	700	110	10,7
20	98	20	900	-115	9,6
21	63	15	1100	50	9,1
22	18	26	1300	500	8,5
23	28	28	1500	350	7,9
24	60	2,9	1700	161	6,8
25	110	3,0	1900	400	5,0
26	80	3,1	2100	50	9,1
27	60	3,2	2300	175	12,0
28	30	3,3	2500	200	11,1
29	55	34	2700	243	10,5

Таблица 1

Границы применения сальниковых набивок различного типа

Тип набивки	1/m	Предельное рабочее давление, Па· 10 ⁶	Диапазон температур, °С
Асбестовая набивка: маслобензостойкая пропитанная	≈ 0,5 ≈ 0,5 ≈ 0,5		80 80 400
АГ — плетеная, асбестовая, проклеенная с графитом	0,29	35	565
АФТ — плетеная, асбестовая, пропитанная суспензией фторопласта с тальком	0,31	25	-200 ... 300
АФ-1 — плетеная, асбестовая, пропитанная суспензией фторопласта	0,41	20	-2 ... 50
Асбестопробочная набивка	≈ 0,5		400
Фторопластовая набивка: фторопласт-4	0,41	40	-80 ... 200
ФУМ — набивка из волокнистого материала	0,52	20	-60 ... 150
Пеньковая просаленная набивка	≈ 0,5		80
Хлопчатобумажная просаленная набивка	≈ 0,5		80

Таблица 2

Влияние геометрических размеров сальниковой набивки на потери мощности

Геометрические размеры сальниковой набивки, h/s	5	6	7	8	9	10	12
Значение коэффициента, К	0,65	0,83	1,02	1,24	1,58	1,70	2,34

Таблица 3

Коэффициенты трения для сальниковых уплотнений

Тип набивки	Значения $\mu_{тр}$ при температуре, °С						
	15÷ 25	25÷ 50	50÷ 70	75÷ 100	100÷ 150	150÷ 200	> 200
Фторопласт-4	0,10	0,09	0,07	0,06	0,05	0,04	0,04
ФУМ, пеньковая и х/б просаленные	0,20	0,15	0,10	0,08	0,06	0,05	0,04
АГ, асбестопробочная	0,30	0,24	0,20	0,18	0,16	0,15	0,15
АФТ	0,40	0,34	0,28	0,24	0,20	0,18	0,18
АФ — 1 Асбестовая	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,09	0,07

Расчет реактора с псевдооживленным (кипящим) слоем катализатора

1. Определение основных размеров аппарата.

1.1. Для нахождения диаметра реактора D_p необходимо рассчитать площадь поперечного сечения реакционной зоны S_p , определяемую из значений средней скорости прохождения газовой смеси через слой ω и ее расхода V_g , определенного из материального баланса по заданной производительности реактора.

Средняя скорость газа ω [м/с] должна выбираться исходя из значений критических скоростей начала псевдооживления $\omega_{кр}$ и уноса ω_y , которые находятся из критериальных эмпирических уравнений Годеса:

$$Re_y := \frac{Ar}{18 + 0.61 \cdot \sqrt{Ar}} \quad Re_{кр} := \frac{Ar}{1400 + 5.22 \cdot \sqrt{Ar}}$$

$$Ar := \frac{g \cdot (d_h)^3 \cdot \rho_g \cdot (\rho_k - \rho_g)}{(\mu_g)^2}$$

где μ_g, ρ_g, ρ_k , вязкость и плотности газа и катализатора.

В расчетах используется d_h , м, – диаметр шара, имеющего тот же объем, что и частица катализатора.

Т.о., средняя скорость газа в рабочем интервале $\omega_{кр} \div \omega_y$:

$$\omega := \frac{\omega_{кр} + \omega_y}{2}$$

Уточненное значение критерия Рейнольдса

$$Re := \frac{\omega \cdot d_h \cdot \rho_g}{\mu_g}$$

Площадь реакционной зоны

$$S_p := \frac{V_g}{\omega \cdot 3600} \cdot \frac{T + 273}{273}$$

Далее определяется диаметр аппарата.

1.2. Высота аппарата:

1.2.1. Высоту слоя катализатора H_0 можно рассчитать зная время пребывания вещества (газа) в ре-

$$H_0 := \xi \cdot \omega_{кр} \cdot \tau$$

акторе.

τ - время пребывания вещества (газа) в аппарате, с, берут большим, чем время реакции τ_p , которое в свою очередь определяется конкретным процессом ($\tau > \tau_p$).

ξ - коэффициент сопротивления (сумма сопротивлений трения и местных сопротивлений) показывает во сколько раз напор, потерянный на трение (и местные сопротивления), отличается от скоростного напора. По величине $\xi_{тр} = \lambda^*(l/d)$. Для зернистого слоя можно найти по графикам $\xi = f(Re, \Phi)$. Φ – фактор формы взвешанных частиц.

1.2.2. Межполочное расстояние h для многосекционных реакторов должно быть такой величины, чтобы исключить перенос частиц с нижних слоев на вышележащие. При высоте слоя катализатора 0,5 ÷ 2,5 м при размере частиц (d_h) от 0.75 до 2.5 мм (при $15 < Re_{кр} < 300$ и $1.95 \cdot 10^4 < Ar < 6.5 \cdot 10^5$) используется уравнение:

$$h := 1.2 \cdot 10^3 \cdot H_0 \cdot (Re_{кр})^{1.55} \cdot Ar^{-1.1}$$

1.2.3. Высота реакционной зоны H_p , м, рассчитывается по уравнению, зная начальную и среднюю порозности (пористости) слоя катализатора ϵ_0 и $\epsilon_{ср}$.

$$H_p := H_0 \cdot \frac{1 - \epsilon_0}{1 - \epsilon_{ср}}$$

Среднюю порозность кипящего слоя $\epsilon_{ср}$ рекомендуется определять из соотношения:

$$\epsilon_{ср} := \left[\frac{18 \cdot Re_{кр} + 0.36 \cdot (Re_{кр})^2}{Ar} \right]^{0.21}$$

Причем для полного протекания реакции должно выполняться условие $(H_0+h) > H_p$

Общая высота реактора (с учетом числа полок N) складывается из высоты газоподводящей части h_g , суммарной высоты катализатора $\sum H_0$ и подслоевых областей $\sum h$. Высота газоподводящей части h_g принимается из конструктивных соображений.

$$H := N \cdot (H_0 + h) + h_g$$

Из соображений удобства монтажа, эксплуатации, проведения ремонтных работ, в ряде случаев отдельные составляющие суммарной высоты аппарата (за исключением $\sum H_0$) могут быть изменены в сторону увеличения.

2. Расчет гидравлического сопротивления аппарата.

Потери напора газовой смеси Δp при прохождении через реактор складываются из сопротивлений взвешенного слоя Δp_c , газораспределительной решетки Δp_p и газоподводящего узла Δp_g .

При расчете гидравлического сопротивления зернистого слоя Δp_c может быть использована следующая общая зависимость

$$\Delta p := \lambda \cdot \frac{H_0}{d_e} \cdot \frac{\rho_g \cdot \omega_g^2}{2}$$

ω_g – действительная скорость газа, м/с, равная отношению фиктивной скорости (скорости псевдооживления) газа $\omega_{кр}$ к средней порозности слоя ε_{cp} .

$$\omega_g := \frac{\omega_{кр}}{\varepsilon_{cp}}$$

d_e – эквивалентный диаметр, м, который находится по уравнению в зависимости от фактора формы Φ (равен отношению поверхности шара F_h , имеющего тот же объем, что и рассматриваемое тело поверхности F_t , к этой поверхности F_t .)

$$d_e := \frac{2 \cdot \Phi \cdot \varepsilon_0 \cdot d_h}{3 \cdot (1 - \varepsilon_0)}$$

λ - коэффициент сопротивления. Для всех режимов движения применимо обобщенное уравнение:

$$\lambda := \frac{133}{Re} + 2.3 \cdot 10^{-4}$$

Т. о. сопротивление взвешанного слоя

$$\Delta p_c := \lambda \cdot \frac{H_0}{d_e} \cdot \frac{\rho_g \cdot (\omega_g)^2}{2}$$

Гидравлическое сопротивление газораспределительной решетки Δp_p , при котором исключается образование застойных зон, ориентировочно может быть рассчитано по уравнению:

$$\Delta p_p := \Delta p_c \cdot \frac{(\omega_y)^2}{(\omega_y)^2 - (\omega_{кр})^2} \cdot \frac{\varepsilon_{cp} - \varepsilon_0}{1 - \varepsilon_{cp}}$$

Сопротивление газоподводящего узла Δp_g зависит от его конструкции, по сравнению с первыми двумя составляющими оно обычно незначительно, поэтому в этом расчете им можно пренебречь.

Окончательно, общее гидравлическое сопротивление реактора Δp , Па, с учетом количества полок :

$$\Delta p := N \cdot (\Delta p_c + \Delta p_p)$$

Данные по лабораторной центрифуге

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Величина
1	2	3	4
Диаметр ротора центрифуги	$D_{\text{л}}$	мм	430
Длина барабана	$L_{\text{л}}$	мм	190
Объем барабана, полный	$V_{\text{бл}}$	м^3	0,028
Частота вращения	$n_{\text{л}}$	об/мин	1000
Фактор разделения	$\Phi_{\text{рл}}$	—	203
Продолжительность питания	$\tau_{\text{пит.л}}$	с	60
Производительность	$V_{\text{л}}$	$\text{м}^3/\text{ч}$	1,5

Техническая характеристика центрифуг

Тип центрифуг	R, мм	L, мм	$V, \text{м}^3$	n, об/мин	$\Phi_{\text{р}}$	$M_{\text{б}}, \text{кг}$	дв, мм	l, мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9
АГ-600-4	600	300	0,085	2500	2090	150	50	200
АГ-800-4	800	400	0,201	1700	1300	210	60	300
АГ-1200-4	1200	600	0,678	1100	810	340	70	500
АГ-1200-5	1200	650	0,735	430	125	370	70	550
АГ-1200-6	1200	700	0,791	980	645	400	70	600
АГ-1800-3	1800	900	2,290	720	520	520	100	800

**Практическое занятие.
Червячные машины.**

Червячные машины применяются на различных стадиях переработки термопластов (смешении, дегазации, пластикации, грануляции и экструзии полуфабрикатов, т. е. листов, пленки труб, шлангов, прутков и т. п.). В некоторых случаях эти машины

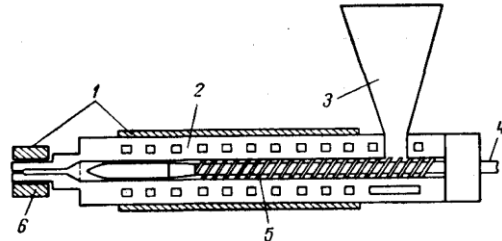


Рис. XI. 1. Схема экструзионной червячной машины:
1 — электрообогрев; 2 — цилиндр; 3 — бункер; 4 — приводной вал; 5 — червяк (шнек); 6 — головка

могут органически включаться в состав агрегатов, вырабатывающих массовые штучные изделия — отливки (червячно-литьевые машины), полные формовки (червячно-выдувные машины) и др.

В цилиндре шнека каждой машины различают три зоны (рис. XI. 2) — загрузочную I, плавления II и прессовую, или насосную зону течения расплава III, из которой расплавленная масса непосредственно поступает в формующую головку IV—V и, выходя из ее мундштука, застывает и в виде изделия непрерывного профиля оттягивается приемным устройством.

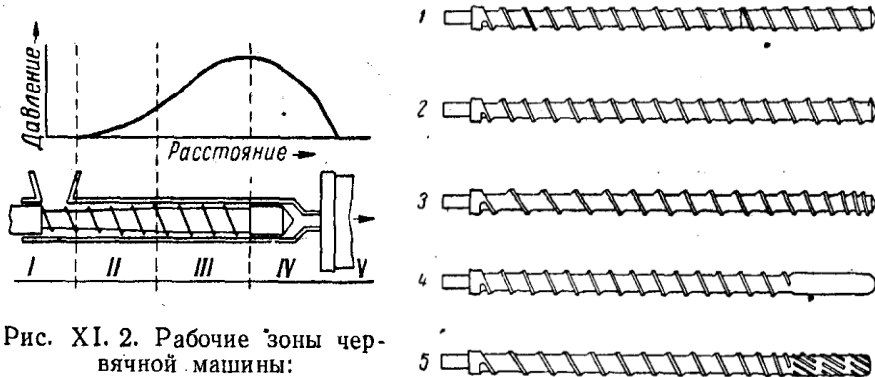


Рис. XI. 2. Рабочие зоны червячной машины:

I — загрузочная зона; II — зона сжатия и плавления; III — зона перехода течения расплава (дозирующая); IV — зона перехода к головке; V — зона головки

Рис. XI. 3. Компрессионные шнеки:

1 — ступенчатый с постоянным шагом и уменьшенной в III зоне глубиной, однозаходный; 2 — плавно-регрессивный с постоянным шагом и уменьшающейся глубиной, однозаходный; 3 — плавно-регрессивный с уменьшающимся шагом и постоянной глубиной, однозаходный; 4 — с постоянным ходом и глубиной, однозаходный с гладким торпедо; 5 — с переменным шагом и рифленным торпедо

Конструкцией рабочего винта (шнека) в большинстве случаев предусматривается ступенчатое или плавное уменьшение межвитковых объемов в направлении от входа в машину к выходу, называемое компрессией (рис. XI. 3).

Геометрической компрессией A_2 называется отношение межвитковых объемов во входном и выходном сечениях шнека, обычно принимаемое в пределах 2,5—4. Геометрическая компрессия * создается уменьшением глубины нарезки, хода нарезки, диаметра цилиндра и винта. Первый вариант является наиболее употребительным.

геометрическая компрессия

$$A_2 = \frac{(D_{нар} - D_{вн I})(t - e) \pi D_{ср I}}{\cos \varphi I} \cdot \frac{(D_{нар} - D_{вн III})(t - e) \pi D_{ср III}}{\cos \varphi III}$$

где индексы III и I указывают на соответствующие зоны;

$D_{ср}$ — средний диаметр нарезки шнека в см;

t — ход нарезки шнека в см;

e — толщина витка нарезки в см;

$\varphi = \arctg \frac{t}{\pi D_{ср}}$ — угол подъема нарезки;

h — глубина нарезки в см;

z — количество заходов резьбы.

Задача 1.

Найти геометрическую компрессию A_2 шнека следующих размеров в мм с переменной глубиной витка:

Наружный диаметр $D_{нар}$	60
Шаг t	45
Толщина витка e	6
Внутренний диаметр в I зоне $D_{вн I}$	40
Внутренний диаметр в III зоне $D_{вн III}$	52
Число заходов z	1

Задача 2.

Найти геометрическую компрессию шнека A_2 с переменным шагом следующих геометрических размеров (в мм)

Наружный диаметр $D_{нар}$	60
Внутренний диаметр $D_{вн}$	46
Толщина витка e	6
Шаг в I зоне t_I	60
Шаг в III зоне t_{III}	30
Число заходов z	1

Для определения кажущейся вязкости μ_n напишем предварительно выражение скорости сдвига (средней по сечению витка)

но $s_{ср} = \frac{\pi D_{ср} n}{60 h_{III}} = \frac{\pi (D - h_{III}) n}{60 h_{III}}$
по

В заданном интервале n рассчитанные значения $s_{ср}$ приведены ниже:

n в об/мин	15	30	45	60
$s_{ср}$ в 1/сек				

Пример. Произвести проверочный расчет производительности одночервячной машины при экструзии полиэтилена высокого давления при следующих данных:

- Сырье Гранулятор ПЭВД
- Индекс расплава
- Насыпной вес в $г/см^3$
- Плотность при $20^\circ C$ в $г/см^3$

Диапазон параметров технологического режима (шнек с водяным охлаждением; цилиндр с электрообогревом):

- Число n в об/мин
- Давление перед головкой p в $н/см^2$
- Температура расплава в витках шнека в III зоне T_3 в $^\circ K$
- Температура расплава в зазоре между витками и цилиндром T_3 в $^\circ K$

Размеры ступенчатого шнека (рис. XI. 27) в мм:

- Наружный диаметр D
- Шаг t
- Длина общая ($L = 20D$)
- Длина III зоны ($L_{III} = 5D$)
- Глубина средняя в I зоне h_1
- Глубина средняя в III зоне h_{III}
- Толщина витка e
- Зазор шнека в цилиндре (на сторону) δ

Решение. Объемную секундную производительность машины с однозаходным шнеком определяем по формуле (XI. 3)

$$V_{сек} = a_1 b_1 c_1 \frac{\pi D h_{III} (t - e) \cos^2 \varphi}{2.60} n - \frac{a_2 b_2 h_{III}^3 (t - e) \sin \varphi \cos \varphi \Delta p}{12 \mu_3} \frac{\Delta p}{\Delta L} - \frac{\pi^2 D^2 \delta^3 \operatorname{tg} \varphi}{12 \mu_3 e} \cdot \frac{\Delta p}{\Delta L} \text{ см}^3/\text{сек.}$$

Градиент $\Delta p/\Delta L$ заменяем приближенно отношением p/L_{III} . Угол φ подъема винта определяем по его наружному диаметру;

Для определения кажущейся вязкости μ_3 в диаметральной зазоре напишем предварительно выражение скорости сдвига в зазоре

$$s_3 = \frac{\pi D n}{60 \delta} = \frac{\pi \cdot 6}{60 \cdot 0,015} n,$$

откуда при подстановке принятых значений n находим ряд значений s_3

n в об/мин	15	30	45	60
s_3 в 1/сек				

По графику (см. рис. XI. 13) при средней температуре расплава по сечению витка $T'_3 = 450^\circ K$ находим значения кажущейся вязкости μ_3 , а также ее экстремальные значения в слоях, прилегающих к поверхности сердечника шнека (полагая $T'_3 = 440^\circ$) и к поверхности цилиндра (полагая $T''_3 = T_3 = 470^\circ$). Полученные результаты сведены в табл. XI. 3.

μ в н-сек/см ²	n в об/мин			
	15	30	45	60
μ_3				
μ'_3				
μ''_3				
μ''_3/μ'_3				

По тому же графику при температуре расплава в зазоре T_3 находим значения μ_3

n в об/мин	15	30	45	60
μ_3 в н-сек/см ²				

Перейдем к определению коэффициентов a_1 ; b_1 ; c_1 и a_2 ; b_2 . По графику (см. рис. XI. 5) при $\frac{h}{t-e}$ находим a_1 и a_2

По графику (см. рис. XI. 6) при $\frac{\mu''}{\mu'}$ находим b_1 и b_2

По графику (см. рис. XI. 7) при $\frac{h}{D}$ находим c_1

Подставляя полученные значения в формулу (XI. 3), определяем $V_{сек}$ через n , p и μ

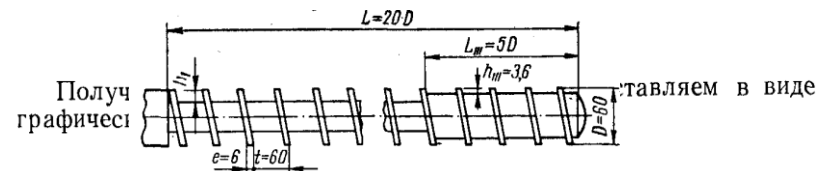


Рис. XI. 27. Шнек к примеру