

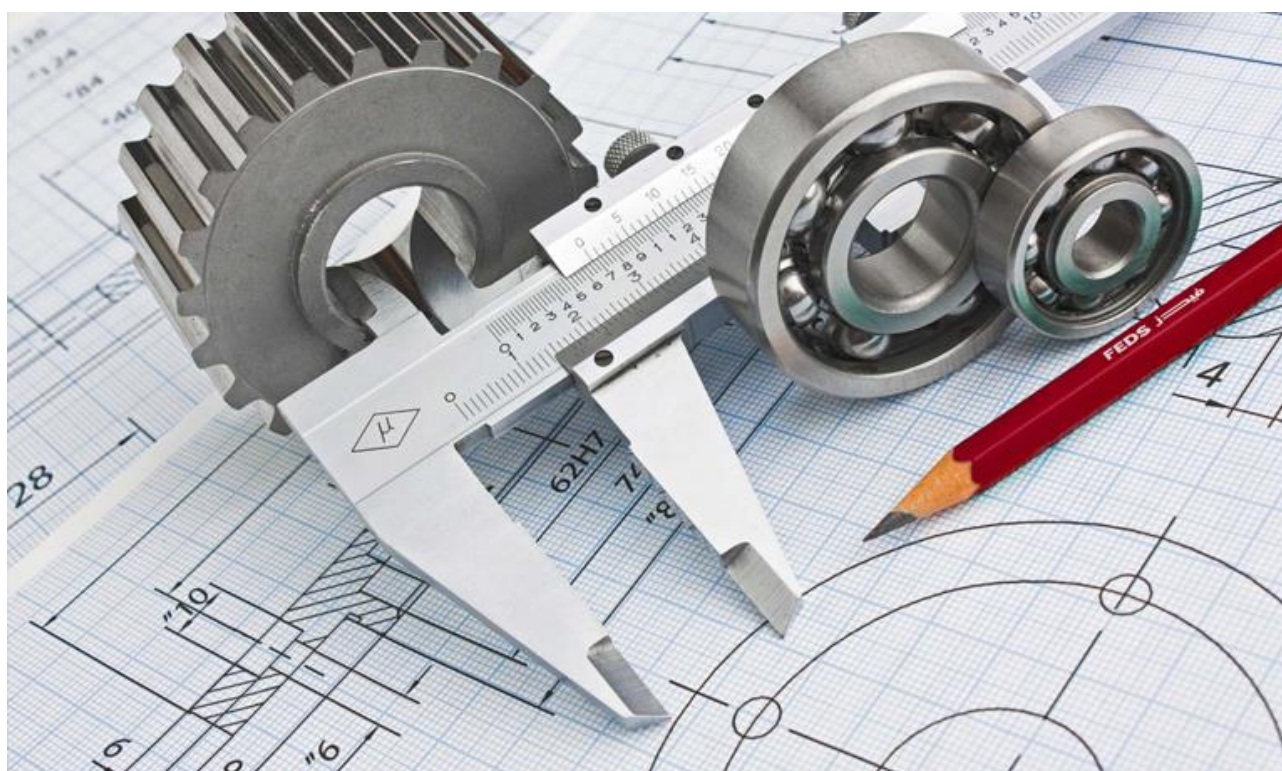
**А. И. ЗАВРАЖНОВ, А. В. ПРОХОРОВ, С. М. ВЕДИЩЕВ, В. В. КОНОВАЛОВ,
М. К. БРАЛИЕВ, А. В. КИТУН, Н. Н. РОМАНЮК, Ю. Е. ГЛАЗКОВ,
А. Г. ПАВЛОВ, Н. В. ХОЛЬШЕВ, А. В. БРУСЕНКОВ, А. В. АНАШКИН**

АГРОИНЖЕНЕРИЯ

В 2 частях

Часть 1

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКТОРСКОЙ ЧАСТИ



**Тамбов
Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ»
2024**

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Тамбовский государственный технический университет»

А. И. ЗАВРАЖНОВ, А. В. ПРОХОРОВ, С. М. ВЕДИЩЕВ, В. В. КОНОВАЛОВ,
М. К. БРАЛИЕВ, А. В. КИТУН, Н. Н. РОМАНИЮК, Ю. Е. ГЛАЗКОВ,
А. Г. ПАВЛОВ, Н. В. ХОЛЬШЕВ, А. В. БРУСЕНКОВ, А. В. АНАШКИН

АГРОИНЖЕНЕРИЯ

В 2 частях

Часть 1

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКТОРСКОЙ ЧАСТИ

Рекомендовано Научно-методическим советом
по технологиям, средствам механизации
и энергетическому оборудованию в сельском хозяйстве
Федерального УМО по сельскому, лесному и рыбному хозяйству
для использования в учебном процессе

Учебное электронное издание



Тамбов
Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ»
2024

УДК 621.8
ББК 34.751
А26

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник ФГБНУ «ВНИИТиН»
А. Н. Зазуля

Кандидат экономических наук, доцент, исполнительный директор
Тамбовского ревизионного союза сельскохозяйственных кооперативов
С. Н. Воропаев

Доктор технических наук, профессор кафедры
«Мехатроника и инженерная графика» ФГБОУ ВО «ТГТУ»
Ю. В. Родионов

А26 **Агроинженерия** [Электронный ресурс] : учебное пособие : в 2 ч. / А. И. Завражнов, А. В. Прохоров, С. М. Ведищев, В. В. Коновалов, М. К. Бралиев, А. В. Китун, Н. Н. Романюк, Ю. Е. Глазков, А. Г. Павлов, Н. В. Хольшев, А. В. Брусенков, А. В. Анашкин. – Тамбов : Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ». ISBN 978-5-8265-2796-2

Ч. 1. Расчет элементов конструкторской части. – 2024. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Системные требования : ПК не ниже класса Pentium II ; CD-ROM-дисковод ; 4,6 Mb ; RAM ; Windows 95/98/XP ; мышь. – Загл. с экрана. ISBN 978-5-8265-2797-9

Рассмотрены общие расчеты конструкций, такие как расчеты на прочность элементов гидро- и пневмоцилиндров и элементов системы привода. Даны расчеты оборудования для технического обслуживания и ремонта машин – определение основных параметров оборудования для разборки и сборки соединений с натягом, методика расчета винтового съемника и электромеханического подъемника, определение главного параметра резьбовинчивающего оборудования, мойки и очистки машин и их элементов, проектирование контрольного оборудования и оснастки. Приведены расчеты оборудования для доения и первичной обработки молока и приготовления и раздачи кормов: оборудования для измельчения зерна и измельчающих механизмов; дозаторов; смесителей; оборудования для тепловой обработки кормов и прессованного оборудования; мойки корнеплодов.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлению «Агроинженерия». Приведенный материал может использоваться студентами и других инженерных специальностей (в том числе при подготовке курсовых и выпускных квалификационных работ), а также специалистами аграрных отраслей.

УДК 621.8
ББК 34.751

*Все права на размножение и распространение в любой форме остаются за разработчиком.
Незаконное копирование и использование данного продукта запрещено.*

ISBN 978-5-8265-2796-2 (общ.)
ISBN 978-5-8265-2797-9 (ч. 1)

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Тамбовский государственный технический университет» (ФГБОУ ВО «ТГТУ»), 2024

ВВЕДЕНИЕ

Современный уровень развития предприятий агропромышленного комплекса, а также техники и технологии сельхозмашиностроения требует от специалистов высокого уровня знаний и навыков проектирования технологического оборудования и организационной оснастки. Проектирование технологического оборудования заключается в проведении проекторочных и проверочных расчетов его элементов.

Профессиональная подготовка специалистов для агропромышленного комплекса в настоящее время приобретает важное значение. Знание основ проектирования, инженерных расчетов технологических процессов, грамотное использование имеющейся и проектируемой техники позволит увеличить производство сельскохозяйственной продукции.

Реализация той или иной технологии во многом зависит от профессионально-технической подготовки специалистов. Поэтому инженер должен знать в совершенстве не только конструкцию техники, используемой в сельском хозяйстве, но и всю технологию работ по производству сельскохозяйственной продукции, т.е. весь производственный цикл от начала до конца, все технологические процессы, основы производственной эксплуатации оборудования и организационные формы его эффективного применения.

Целями учебного пособия являются: закрепление у выпускников знаний теоретических основ и методов экономичного проектирования, расширение их мировоззрения, углубление комплекса специальных знаний и умений, необходимых для проектирования технологического оборудования на основе современных научных и технических достижений отечественного и современного машиностроения.

Основными задачами учебного пособия являются:

- научить выпускников системному подходу к решению комплекса вопросов, связанных с проектированием технологического оборудования;
- углубить у выпускников знания современных методов расчета, проектирования высокоэффективного, надежного и безопасного в эксплуатации технологического оборудования;
- подготовить выпускников к самостоятельному решению задач в области проектирования и эксплуатации технологического оборудования;
- расширить у выпускников навыки использования руководящей и справочной информации.

1. ОБЩИЕ РАСЧЕТЫ КОНСТРУКЦИЙ

1.1. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРО- И ПНЕВМОЦИЛИНДРОВ

Гидро- и пневмоцилиндры предназначены для преобразования потока жидкости или воздуха в механическую энергию подвижного звена, которым может быть как шток, так и корпус (гильза) гидро- или пневмоцилиндра. В зависимости от конструктивного исполнения, различают гидро- и пневмоцилиндры с односторонним и двусторонним выходными штоками, поршневые одностороннего и двустороннего действия, плунжерные. Кроме того, гидроцилиндры производятся в исполнении как с тормозными устройствами в конечных положениях, так и без них.

Выбор конструкции предопределяется условиями эксплуатации гидро- и пневмоцилиндра, типами присоединения и способом крепления, усилием, которое должен развивать гидро- и пневмоцилиндр, рабочим давлением, характером работы, динамикой, скоростью перемещения поршня, типом рабочей жидкости и прочими параметрами.

Одним из основных является определение основных параметров гидро-, пневмоцилиндров. Последовательность расчета и справочных данных подробно изложено в учебной и справочной литературе.

Внутренний диаметр цилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi P_p \eta}},$$

где D – внутренний диаметр цилиндра, м; P – давление, кН; η – коэффициент ($\eta = 0,82$).

Диаметр штока

$$d = \beta d,$$

где β – коэффициент ($\beta = 0,25$); d – диаметр штока, м.

Толщина стенок цилиндра [1, 5]

$$h \geq \frac{DP_p}{2[\sigma]},$$

где h – толщина стенок цилиндра, м; P_p – рабочее давление, Па; $[\sigma]$ – предел прочности ($6 \cdot 10^6$), МПа.

$\frac{h}{D} \leq 0,05 \Rightarrow$ цилиндр тонкостенный.

Расчет крышек цилиндра

Толщина крышек цилиндра

$$h_{кр} = h,$$

Глухая крышка:

Нормальные напряжения σ_{max} , МПа, вычисляют по формуле

$$\sigma_{max} = K_{\sigma} \frac{P_p D^2}{8h^2},$$

где K_{σ} – коэффициент ($K_{\sigma} = -1,238$); D – внутренний диаметр цилиндра, м.

Максимальный прогиб ω_{max} , м, вычисляют по формуле [1, 5]

$$\omega_{max} = K_{\omega} \frac{P_p D^4}{16Eh^3},$$

где K_{ω} – коэффициент ($K_{\omega} = 0,696$); E – модуль упругости, Па.

Максимальный угол поворота сечения:

$$\varphi_{max} = K_{\varphi} \frac{P_p D^4}{Eh^3},$$

где K_{φ} – коэффициент.

Сквозная крышка:

Нормальные напряжения

$$\sigma_{max} = K_{\sigma} \frac{P_p D^2}{8h^2}.$$

Максимальный прогиб

$$\omega_{max} = K_{\omega} \frac{P_p D^4}{16Eh^3}.$$

Максимальный угол поворота сечения

$$\varphi_{max} = K_{\varphi} \frac{P_p D^4}{Eh^3}.$$

Силу затяжки резьбового соединения $F_{\text{зат}}$, Н, вычисляют по формуле

$$F_{\text{зат}} = \frac{\pi d_1^2 \sigma_{\text{ЭКВ}}}{4 \cdot 1,3},$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы, м; $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ – эквивалент прочности ($20 \cdot 10^7$), Па.

Напряжения смятия от силы затяжки $\sigma_{\text{смF}}$, МПа, вычисляют по формуле

$$\sigma_{\text{смF}} = \frac{F_{\text{зат}}}{\pi d_2 h z},$$

где $F_{\text{зат}}$ – сила затяжки, Н; d_2 – наружный диаметр резьбы, м; z – число гаек; h – высота профиля, м.

Напряжения смятия от рабочего давления [1]

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_p S}{\pi d_2 h z}, \text{ МПа,}$$

где S – шаг резьбы, м; z – число гаек.

Сумма напряжений смятия

$$\sum \sigma_{\text{см}} = \sigma_{\text{см}} + \sigma_{\text{смF}} < [\sigma_{\text{см}}].$$

Напряжение среза

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_{\text{зат}}}{\pi d_1 K_6 H K_T} < [\tau_{\text{ср}}],$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы, м; K_6 – коэффициент ($K_6 = 0,8$); K_T – коэффициент ($K_T = 0,6$); H – высота гайки, м.

1.2. ПОДБОР ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ПРИВОДА

Схема привода предусматривает использование (рис. 1.1): электродвигателя, редуктора (возможно) и клиноременной передачи. Муфта устанавливается на валу электродвигателя.

Частота вращения рабочих органов (приводного барабана транспортера) составляет $n_{\text{в}} = 60 n_6$.

Частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} :

$$n_{\text{в1}} = [n_{\text{с}} (1 - 0,01s)].$$

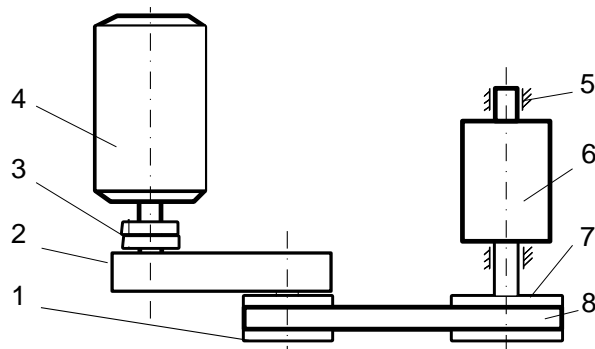


Рис. 1.1. Схема привода дозатора:

1 – ведущий шкив; 2 – редуктор; 3 – муфта; 4 – электродвигатель;
5 – опорные подшипники рабочего органа; 6 – барабан; 7 – ведомый шкив; 8 – клиновой ремень

Передаточное отношение привода

$$i = \frac{n_{в1}}{n_{в}}$$

Передаточное отношение редуктора (при необходимости его использования) выбирается из ряда: 1, 1.12, 1.25, 1.4, 1.6, 1.8, 2, 2.24, 2.5, 2.8, 3.15, 3.55, 4, 4.5, 5, 5.6, 6.3, 7.1, 8, 9, 10, 11.2, 12.5, 14, 16, 18, 20, 22,4 25 и т.д.; зубчатой передачи – 2...6; червячная с числом витков червяка 1...4 – 10...40; цепная – 2...6; ременная – 2...5; фрикционная – 2...4.

Принимаем стандартное передаточное отношение редуктора (при необходимости).

Передаточное отношение клиноременной передачи составит

$$i_{кр} = \frac{i}{i_{ред}}$$

Частота вращения ведущего вала второй передачи, мин⁻¹:

$$n_{в2} = \frac{n_{в1}}{i_{ред}}$$

Вращающий момент на валах, соответственно, Н·м:

$$T_{в1} = \frac{30\,000N\eta}{\pi n_{в1}},$$

$$T_{в2} = \frac{30\,000N\eta}{\pi n_{в2}},$$

$$T_{в} = \frac{30\,000N\eta}{\pi n_{в}}.$$

1.3. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Клиноременная передача передает мощность $N = N_3$ кВт с частотой вращения валов: приводного $n_1 = n_{в2}$ и ведомого $n_2 = n_в$, мин⁻¹.

Передаточное отношение (расчетное)

$$i_p = \frac{n_1}{n_2}.$$

Для передаваемой мощности менее 2 кВт и частоты вращения менее 200 мин⁻¹ принимается ремень сечением А.

Диаметр большего шкива, мм:

$$d_2 = i_p d_1.$$

Диаметры шкивов принимаются из стандартного ряда по ГОСТ 7383–73:63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 3150, 3550, 4000.

Уточняется передаточное отношение клиноременной передачи:

$$i_y = \frac{d_2}{d_1(1 - S_p)},$$

где S_p – относительное скольжение.

Отклонение погрешности передаточного числа привода, %:

$$\Delta i = 100 \frac{i_y - i_p}{i_p}.$$

Оно не должно превышать 4%.

Частота вращения ведомого шкива, мин⁻¹:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_y}.$$

Минимальное межосевое расстояние, мм:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + T_0.$$

Максимальное межосевое расстояние, мм:

$$a_{\max} = d_1 + d_2.$$

Принимается межосевое расстояние как промежуточное значение между a_{\max} и a_{\min} , мм.

Расчетная длина ремня, мм:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_1 + d_2)^2}{4a}.$$

Длина ремня принимается ближайшим значением из стандартного ряда длин: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10 000, 11 200, 12 500, 14 000, 16 000, 18 000 мм.

Допускаются значения в технически обоснованных случаях: 425, 475, 530, 600, 670, 750, 850, 950, 1060, 1180, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2360, 2650, 3000, 3350, 3750, 4250, 4750, 5300, 6000, 6700, 7500, 8500, 9500, 10 600, 11 800, 13 200, 15 000, 17 000 мм.

Уточняется межосевое расстояние, мм:

$$a = 0,25 \left[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y} \right],$$

где $w = \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2)$; $y = \left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right)^2$.

Для установки и замены ремней предусматривается возможность уменьшения межосевого расстояния на 2%, т.е. на

$$\Delta a_1 = 0,02a, \text{ мм.}$$

Для компенсации отклонений и удлинения ремня во время эксплуатации предусматривается возможность увеличения межосевого расстояния на 5,5%, т.е. на $\Delta a_2 = 0,005a$ мм.

Угол обхвата ремнем малого шкива, °:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot 1000}.$$

Расчетная мощность, передаваемая ремнем, кВт:

$$P_p = P_0 \frac{C_\alpha C_z}{C_p},$$

где P_0 – номинальная мощность для ремня, кВт; C_α – коэффициент угла обхвата; C_z – коэффициент числа ремней. Для предварительно принятого числа ремней $z = 2...3$ принимается; C_p – коэффициент режима работы.

Расчетное число ремней, шт.:

$$z = \frac{N}{P_p C_z}.$$

Число ремней принимается ближайшим целым (большим) числом: $z = 1, 2, \dots, n$.

Скорость ремня, м/с:

$$v_p = \pi d_1 \frac{n_1}{60 \cdot 1000}.$$

Натяжение ветви ремня, Н:

$$S_0 = 850 N C_p \frac{C_l}{z v C_\alpha} + \theta v_p^2,$$

где C_l – коэффициент длины ремня; θ – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил.

Сила, действующая на валы, Н:

$$F_{\Pi} = 2 S_0 z \sin\left(\frac{\alpha_1 \pi}{2 \cdot 180}\right).$$

Частота пробегов ремней на шкивах, c^{-1} :

$$n_{\Pi} = \frac{v_p \cdot 1000}{L_p}.$$

Проверка на долговечность:

$$n_{\Pi} < n_d,$$

где n_d – допускаемая частота пробегов ремня, c^{-1} . Для специальных быстроходных плоских и клиновых ремней $n_d = 10 c^{-1}$.

2. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА МАШИН

2.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЛАВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РАЗБОРКИ И СБОРКИ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ

Требуемый для конкретного соединения натяг является одним из важнейших параметров, обеспечивающих несущую способность сборочной единицы. Величины натягов определяются в процессе конструирования узлов какой-либо машины исходя из заданных внешних нагрузок, принятых размеров и выбранного материала.

Расчет значения натяга производится по формуле

$$\delta = pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (2.1)$$

где p – контактное давление, Па; d – диаметр посадочной поверхности, м; C_1 и C_2 – коэффициенты Ляме; E_1 и E_2 – модули упругости материалов соответственно охватываемой и охватывающей деталей, Па.

Необходимое контактное давление определяется по внешним нагрузкам:

$$p = \frac{k}{\pi d l f} \sqrt{P_{oc}^2 + \left(\frac{2M_{кр}}{d} \right)^2}, \quad (2.2)$$

где k – коэффициент запаса ($k = 1,5 \dots 2,0$); f – коэффициент трения между сопрягаемыми деталями (его величина зависит от способа сборки соединения); P_{oc} – наибольшая осевая сила, которую должен выдержать узел, Н; $M_{кр}$ – максимальный крутящий момент, передаваемый узлом, Н м; l – длина соединения, м.

Значения C_1 и C_2 вычисляются по формулам:

$$C_1 = \frac{1 + \chi_1^2}{1 - \chi_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + \chi_2^2}{1 - \chi_2^2} + \mu_2, \quad (2.3)$$

где $\chi_1 = \frac{d_1}{d}$; $\chi_2 = \frac{d}{d_2}$ – тонкостенности деталей (d_1 – внутренний диаметр охватываемой детали, м; d_2 – наружный диаметр охватывающей детали), м; μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона для охватываемой и охватывающей деталей.

Если охватываемая деталь выполнена в виде сплошного вала, то $\chi_1 = 0$, а $C_1 = 1 - \mu_1$. Обычно при конструировании узлов машин принимают $\chi_2 \geq 0,56$.

В зависимости от способа разборки и сборки прессовых соединений применяемое технологическое оборудование имеет различные главные параметры, которые являются функцией от натяга.

При использовании механического способа главным параметром является усилие, развиваемое прессом: усилие распрессовки $P_{\text{рас}}$ при разборке соединений и усилие запрессовки $P_{\text{зап}}$ при сборке соединений. Величины $P_{\text{рас}}$ и $P_{\text{зап}}$ подсчитываются по формулам:

$$P_{\text{рас}} = \frac{\pi l \delta f_{\text{рас}}}{\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}; \quad (2.4)$$

$$P_{\text{зап}} = \frac{\pi l \delta f_{\text{зап}}}{\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (2.5)$$

где $f_{\text{рас}}$ и $f_{\text{зап}}$ – соответственно коэффициенты трения в соединении с натягом при распрессовке и запрессовке; δ – расчетный натяг.

Остальные обозначения в соотношениях (2.4) и (2.5) такие же, как в зависимостях (2.1) и (2.2).

Значения коэффициентов $f_{\text{рас}}$ и $f_{\text{зап}}$ приведены в табл. 2.1 (по результатам исследований проф. Д. Н. Решетова и Ю. В. Краснова).

Значения коэффициентов C_1 и C_2 приведены в табл. 2.2.

При использовании гидравлического способа разборки и сборки соединений с натягом главным параметром технологического оборудования является давление гидрораспора p_r , которое должно быть больше расчетного контактного давления p в сопряжении.

Для случая упругих деформаций в соединениях типа вал–втулка проф. Д. Н. Решетов на основании теории наибольших касательных напряжений получил следующие расчетные формулы для допускаемых контактных давлений на посадочных поверхностях:

$$p_1 = 0,58 \sigma_{T1} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right]; \quad (2.6)$$

$$p_2 = 0,58 \sigma_{T2} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right], \quad (2.7)$$

где p_1 и p_2 – допускаемые контактные давления для вала и для втулки σ_{T1} и σ_{T2} – соответствующие пределы текучести материалов, Па; d – номинальный диаметр посадочной поверхности, м; d_1 – внутренний диаметр вала, м; d_2 – наружный диаметр втулки, м.

2.1. Коэффициенты трения в соединении

Материалы деталей соединения	Способ сборки	$f_{рас}$	$f_{зап}$
Сталь–сталь	Прессование со смазкой	0,15	0,135
	Прессование без смазки	0,15	0,135
	С охлаждением	0,33	–
	С нагревом всухую	0,29	–
	С нагревом в масле	0,24	–
	Гидропрессование	0,21	–
Сталь–сталь цинкование	Прессование	0,53	–
	Охлаждением	0,69	–
	С нагревом	0,43	–
	Гидропрессование	0,47	–
Сталь–чугун	Прессование со смазкой	0,15	0,17
	Прессование без смазки	0,13	0,18
	С нагревом всухую	0,15	–
Сталь–латунь	Прессование со смазкой	0,18	0,125
	Прессование без смазки	–	0,135
	С нагревом	0,33	–
Сталь–бронза	Прессование	0,11	–
	С нагревом всухую	0,23	–
	С охлаждением	0,28	–
Чугун–бронза	Прессование без смазки	0,09	0,09
Сталь–магниево-алюминиевый сплав	Прессование без смазки	0,06	0,05
	С нагревом всухую	0,125	–
Сталь–пластмассы	Прессование без смазки	–	0,54

2.2. Значения коэффициентов C_1 и C_2

d_1/d или d/d_2	C_1			C_2		
	Сталь	Бронза	Чугун	Сталь	Бронза	Чугун
0	0,70	0,67	0,75	–	–	–
0,1	0,72	0,69	0,77	1,32	1,35	1,27
0,2	0,78	0,75	0,83	1,38	1,41	1,38
0,3	0,89	0,86	0,94	1,49	1,52	1,44
0,4	1,08	1,05	1,13	1,68	1,71	1,63
0,5	1,37	1,34	1,42	1,97	2,00	1,92
0,6	1,83	1,80	1,88	2,43	2,46	2,38
0,7	2,62	2,59	2,67	3,22	3,25	3,17
0,8	4,25	4,22	4,30	4,85	4,88	4,80
0,9	9,23	9,20	9,28	9,83	9,86	9,78

Допускаемый натяг в соединении $\delta_{\text{доп}}$ определяется по формуле (2.1), где p – минимальное контактное давление из подсчитанных по формулам (2.6) и (2.7). Обычно прочность втулки меньше прочности вала, поэтому $p_{\text{доп}} = p_2$.

Практически почти всегда $\delta_{\text{доп}} > \delta$. В связи с этим можно принять, что давление гидрораспора $p_r = p_{\text{доп}}$. При этом возникновение монтажного зазора в соединении гарантировано.

Исследования Г. Ф. Тютикова и др. показали, что многие соединения с натягом могут удовлетворительно работать и при упругопластическом состоянии сопрягаемых деталей. Это позволяет увеличить натяг в соединении до $\delta_{\text{пр}} > \delta_{\text{доп}}$, которому соответствует контактное

$$\text{давление } p_{\text{пр}} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma \ln \frac{d_2}{d}.$$

Следовательно, оптимальное значение давления распора должно находиться в таких пределах

$$0,58\sigma_{r2} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] \leq p_r \leq \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{r2} \ln \frac{d_2}{d}.$$

В некоторых случаях при разборке соединений с натягом допускается возникновение в сопряжении пластических деформаций. При этом, согласно исследованиям проф. Е. П. Унсова, достигается максимально возможное контактное давление:

$$p_{\text{пр max}} = \sigma_{r2}.$$

Тогда диапазон изменения давления распора будет такой:

$$0,58\sigma_{T2} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] \leq p_r \leq \sigma_{T2}.$$

При использовании термических методов разборки и сборки соединений с натягом главным параметром технологического оборудования является температура нагрева или охлаждения сопрягаемых деталей.

Вследствие расширения отверстия охватываемой детали при нагреве или уменьшения диаметра охватываемой детали при охлаждении в сопряжении образуется термический зазор Δ_T , который позволяет обеспечить качественное выполнение процессов формирования или расформирования соединения (без повреждения и заклинивания деталей) при минимальных затратах энергии. На практике величину Δ_T (в мм) принимают для цилиндрических соединений равной $0,01\sqrt{d}$ (d – посадочный диаметр, мм), для конических – $0,005\sqrt{d}$ (d – средний диаметр конической поверхности, мм). Иногда при расчетах задают $\Delta_T = \delta/2$.

Термический зазор Δ_T и расчетный натяг δ диктуют необходимую величину температуры T_d детали, подвергнутой термовоздействию:

$$T_d = \frac{\delta + \Delta_T}{\alpha d} \pm T_o,$$

где α – коэффициент линейного расширения или сжатия материала детали; T_o – температура окружающей среды, °С.

Знак (+) принимается при нагреве детали, знак (–) при охлаждении.

Максимальный нагрев сопрягаемых деталей составляет 200...400 °С. Допустимый нагрев подшипников качения при тепловом монтаже подшипниковых узлов не должен превышать 100 °С, так как дальнейшее повышение температуры их нагрева может привести к изменению структуры и физико-механических свойств стали, нарушению стабильности геометрических размеров, ухудшению эксплуатационных свойств.

Предел возможного применения охлаждения деталей также весьма ограничен. Это связано с отсутствием применяемых в промышленности хладоносителей, охлаждающих деталь ниже –195,8 °С (–77,4 К).

Обычно сопрягаемые термическим методом детали изготавливаются из одинаковых материалов. Однако иногда подвергаются термовоздействию узлы, у которых детали имеют различные механические и физические свойства (например, охватываемая корпусная деталь изготавливается из чугуна или стали, а неразъемная втулка скольжения – из антифрикционных

сплавов на медной или алюминиевой основе). Тепловая сборка таких деталей имеет свои особенности.

Допустим, что осуществляется нагрев охватывающей детали с коэффициентом линейного расширения α_2 , меньшим, чем аналогичный коэффициент α_1 у охватываемой детали. При некоторой температуре нагрева $T_{кр}$, называемой критической, в соединении вследствие образования дополнительного температурного натяга возникнут пластические деформации, что совершенно недопустимо. Поэтому всегда должно соблюдаться условие $T_d < T_{кр}$.

Критическая температура нагрева определяется по соотношению, полученному проф. Р. Я. Андреевым:

$$T_{кр} = \frac{\delta_{доп} - \delta}{d(\alpha_1 - \alpha_2)} + T_0,$$

где $\delta_{доп}$ – допускаемый натяг в соединении, который определяется с учетом формул (2.1), (2.6), (2.7).

Наименьшая температура нагрева, обеспечивающая разборку соединений с натягом методом пластической деформации, для деталей из одинакового материала определяется по формуле

$$T_n = T_x + 1,16 \frac{\sigma_T}{\alpha E q},$$

где T_x – температура хладоносителя (воды), °С; σ_T и α – соответственно предел текучести и коэффициент линейного расширения материала деталей; E – модуль Юнга.

Значения безразмерного коэффициента $1/q$ для стали при тонкостенности втулки χ_2 определяются по табл. 2.3.

2.3. Значения безразмерного коэффициента $1/q$

Значения χ_2	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Значения $1/q$	7,37	4,57	3,53	3,0	2,6	2,32	2,11	1,73

Например, для Ст5 при $T_x = 20$ °С и $\chi_2 = 0,5$ имеем $T_n = 400$ °С, при $\chi_2 = 0,75$ – $T_n = 320$ °С.

2.2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВИНТОВОГО СЪЕМНИКА

Схема винтового съемника показана на рис. 2.1.

Для деталей винтовой пары монтажного приспособления наиболее целесообразно выбирать конструкционные углеродистые стали с высокими механическими свойствами.

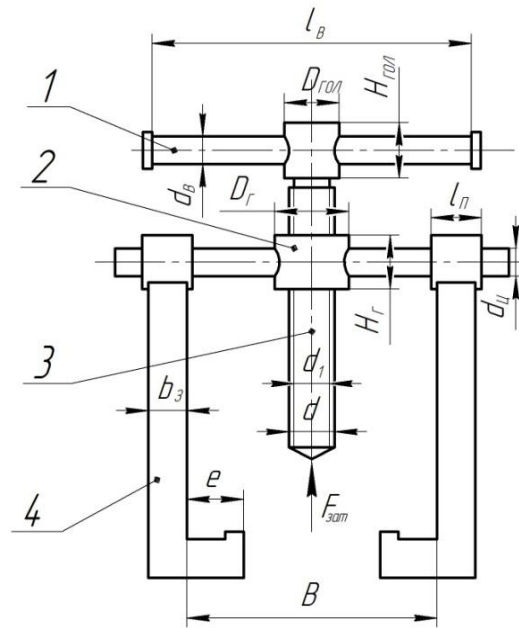


Рис. 2.1. Расчетная схема съемника:

1 – винт; 2 – гайка с цапфами; 3 – вороток; 4 – лапка

2.2.1. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ВИНТА И ГАЙКИ

В тех случаях, когда в приспособлениях требуется установка вставной гайки и повышение КПД винтовой пары, рекомендуется выбирать для гаек материалы, обладающие антифрикционными свойствами, – чугуны и бронзы: выписываются марки материалов винта и гайки и их механические характеристики. При изготовлении гайки и винта из стали рекомендуется назначать для винта более качественную сталь.

2.2.2. РАСЧЕТ И ВЫБОР РЕЗЬБЫ ВИНТОВОЙ ПАРЫ

Предварительно рассчитывается допускаемое напряжение при сжатии винта, Н/мм²:

$$[\sigma_{сж}]^B = \frac{\sigma_T^B}{[s]},$$

где σ_T^B – предел текучести материала винта, Н/мм²; $[s]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, при расчете винтов можно принять $[s] = 3 \dots 5$.

Далее определяется внутренний диаметр резьбы, мм:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 F_{зат} \cdot 10^3}{\pi [\sigma_{сж}]^B}},$$

где $F_{зат}$ – усилие затяжки, кН.

Если расчетное значение диаметра больше 20 мм, то следует выбирать упорную или трапецеидальную резьбу, при меньших значениях можно принимать метрическую резьбу. В зависимости от предварительного значения диаметра d_1 и угла профиля резьбы α по работам [6, 7, 10], соответствующей метрической резьбе ($\alpha = 60^\circ$) по ГОСТ 8724–81, или по работам [6, 7, 10], соответствующей трапецеидальной резьбе ($\alpha = 30^\circ$) по ГОСТ 9484–81, и упорной резьбе ($\alpha = 30^\circ$) по ГОСТ 10177–82, выбирается ближайшее в сторону увеличения значение внутреннего диаметра резьбы $d_1 (D_1)$. Затем выбираются средний $d_2 (D_2)$ и наружный $d (D)$ диаметры и шаг P резьбы винта и гайки (размеры D_1 , D_2 и D относятся к гайке).

2.2.3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВИНТА НА ПРОДОЛЬНУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ ИЗГИБУ

Для проверки на продольную устойчивость изгибу рассчитываются винты, подверженные сжатию. Устойчивость винта проверяется по объединенному условию прочности и устойчивости:

$$\sigma_{сж}^в = \frac{4F_{заг} \cdot 10^3}{\pi d_1^2} \leq \varphi [\sigma_{сж}]^в,$$

где φ – коэффициент уменьшения допускаемых напряжений, который выбирается из работ [6, 7, 10] в зависимости от материала винта и его гибкости λ , которая определяется по формуле

$$\lambda = \frac{4\mu(l + 5P)}{d_1},$$

где μ – коэффициент приведения длины, зависящий от способа закрепления опор; $\mu = 1$ – если оба конца винта закреплены шарнирно, или один из них направляется гайкой; $\mu = 2$ – один конец винта свободен, второй направляется гайкой; $\mu = 0,5$ – оба конца закреплены жестко; l – осевое перемещение винта (задано), мм.

Для съемника опоры можно считать шарнирами, и $\mu = 1$.

При значениях $\lambda < 50$ производить расчет на устойчивость не обязательно.

При значениях $\lambda > 100$ стальные винты проверяют по критической осевой силе $F_{кр}$.

Критическая осевая сила по формуле Эйлера равна

$$F_{кр} = \frac{\pi^3 E d_1^4}{64\mu^2 (l + 5P)^2} \geq F_{заг}, \quad (2.8)$$

где E – модуль упругости материала, для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Значение коэффициента φ определяем интерполяцией.

Пример.

В результате расчетов получили значение $\lambda_i = 57,82$. Выбираем из работ [6, 7, 10] для Стали 45 ближайшие значения $\lambda_{i-1} = 50$ и $\lambda_{i+1} = 60$, находим по той же таблице значения $\varphi_{i-1} = 0,83$ и $\varphi_{i+1} = 0,79$. Для определения конкретного значения φ в зависимости от полученного значения λ нужно узнать, какое приращение имеет функция $\varphi(\lambda)$ в интервале от λ_{i-1} до λ_{i+1} . Считая, что функция $\varphi(\lambda)$ на отрезке λ_{i-1} до λ_{i+1} изменяется линейно, необходимо определить коэффициент пропорциональности k по формуле

$$k = \frac{\varphi_{i+1} - \varphi_{i-1}}{\lambda_{i+1} - \lambda_{i-1}},$$

$$k = \frac{0,79 - 0,83}{60 - 50} = -0,004.$$

Значение коэффициента k может быть отрицательным – это будет значить, что на данном отрезке с увеличением аргумента значение функции уменьшается.

Найдя коэффициент пропорциональности, необходимо вычислить интересующее значение φ по формуле

$$\varphi_i = \varphi_{i-1} + k(\lambda_i - \lambda_{i-1}),$$

$$\varphi_i = 0,83 - 0,004 \cdot (57,82 - 50) = 0,799.$$

В случае невыполнения условия (2.8) необходимо увеличить внутренний диаметр и другие параметры резьбы.

2.2.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНО ДОПУСТИМОГО ЧИСЛА ВИТКОВ ГАЙКИ

В начале расчета зададимся числом витков z' . С учетом неравномерного распределения нагрузки между витками резьбы и предотвращения последовательного «цепного» их разрушения рекомендуется принимать количество витков гайки в зависимости от конструктивного исполнения равным $z' = 6 \dots 10$.

Резьбу гаек обычно проверяют на прочность при следующих допущениях:

- осевое усилие распределяется между витками равномерно;
- угол подъема витков настолько мал, что их можно рассматривать в виде плоских круговых колец.

Для винтовых приспособлений, у которых перемещение винта (гайки) под нагрузкой незначительно, проводятся расчеты по условиям прочности:

– на смятие:

$$\sigma_{\text{см}}^{\Gamma} = \frac{4F_{\text{заг}} \cdot 10^3}{z' \pi (d^2 - d_1^2) k_m} \leq [\sigma'_{\text{см}}]^{\Gamma}, \quad (2.9)$$

где $\sigma_{\text{см}}^{\Gamma}$ и $[\sigma'_{\text{см}}]^{\Gamma}$ – соответственно расчетное и допускаемое напряжение смятия материала гайки, Н/мм²; k_m – коэффициент неравномерности загрузки витков резьбы, $k_m = 0,56...0,75$ (большее значение для резьбы с крупным шагом).

Значение $[\sigma'_{\text{см}}]^{\Gamma}$ с учетом частого завинчивания и отвинчивания определяем по формуле

$$[\sigma'_{\text{см}}]^{\Gamma} = 0,2\sigma_{\text{T}}^{\Gamma};$$

– на срез:

$$\tau_{\text{ср}}^{\Gamma} = \frac{F_{\text{заг}} \cdot 10^3}{\pi DP z' k_m k} \leq [\tau_{\text{ср}}]^{\Gamma*},$$

где $\tau_{\text{ср}}^{\Gamma}$ и $[\tau_{\text{ср}}]^{\Gamma}$ – расчетное и допускаемое напряжения среза материала гайки, Н/мм², принять из табл. 2.4; k – коэффициент профиля резьбы (для метрической (треугольной) – $k = 0,87$; для трапецеидальной – $k = 0,65$).

*Формула (2.9) справедлива, если материалы винта и гайки неодинаковы. В случае если они одинаковы, в указанной формуле необходимо вместо диаметра D принять значение диаметра d_1 .

2.4. Некоторые механические свойства материалов, Н/мм²

Марка	Предел прочности $\sigma_{\text{в}}$	Предел текучести σ_{T}	Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_{\text{F}}]$	Допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{\text{см}}]$	Допускаемое напряжение среза $[\tau_{\text{ср}}]$
Ст4	420	250	140	200	65
Ст5	500	260	165	210	70
Ст6	600	300	195	240	85
Сталь 20	420	250	140	200	65
Сталь 25	460	280	150	225	80
Сталь 30	500	300	165	240	85
Сталь 35	540	320	180	255	90
Сталь 40	580	340	190	270	95
Сталь 45	610	360	200	290	100
Сталь 50	640	380	210	305	105
СЧ15	150	–	50	60	45
БрА9ЖЗЛ	425	195	140	55	50

2.5. Коэффициенты трения в резьбе передачи винт–гайка

Материал винта и гайки	Значение коэффициента трения
Сталь–серый чугун	0,12 ...0,15
Сталь–антифрикционный чугун	0,10...0,12
Сталь–бронза	0,08...0,10
Сталь–сталь	0,15...0,18

Приведенные значения $[q]$ увеличены на 30%, что соответствует редкой работе винтовых приспособлений.

В случае невыполнения условий необходимо либо увеличить число витков резьбы (но не более чем до 10), либо выбрать резьбу с большим диаметром, либо изменить материал гайки на более прочный, и повторить необходимые расчеты.

Окончательное значение числа витков гайки обозначим через z .

2.2.5. ПРОВЕРКА УСЛОВИЯ САМОТОРМОЖЕНИЯ В РЕЗЬБЕ ВИНТОВОЙ ПАРЫ

Самоторможение в резьбе винтовой пары обеспечивается при условии

$$\psi < \rho',$$

где ψ , ρ' – соответственно угол подъема и приведенный угол трения резьбы, °.

Значения углов ψ , ρ' определяются по формулам:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_2};$$

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}},$$

где f – коэффициент трения в резьбе с учетом смазки (табл. 2.5).

В случае невыполнения условия рекомендуется принять резьбу с меньшим шагом.

2.2.6. РАСЧЕТ МОМЕНТА ЗАВИНЧИВАНИЯ ВИНТА (ГАЙКИ)

Работа винтовых приспособлений сопровождается потерями на трение в рабочих частях винта или гайки. Указанные потери характеризуются моментами сил трения в резьбе T_p (Н·м) и в опорной поверхности подвижной части винта или гайки T_T (Н·м).

В приспособлениях, имеющих потери на трение как в резьбе, так и в опорной поверхности подвижной части винта или гайки, величина момента заворачивания $T_{зав}$ определится как

$$T_{зав} = T_p + T_T.$$

Величины моментов T_p и T_T вычисляются следующим образом:

$$T_p = F_{зат} \operatorname{tg}(\psi + \rho') \frac{d_2}{2};$$

$$T_T = F_{зат} f \frac{d_{ср}}{2},$$

где $d_{ср}$ – средний диаметр опорной поверхности подвижных частей, мм.

Для конусной опорной поверхности (см. рис. 2.2) средний диаметр равен

$$d_{ср} = d_{ц.о} = 0,3d_1,$$

где $d_{ц.о}$ – диаметр центровочного отверстия, мм ($d_{ц.о} = 0,3d_1$).

По полученным данным строится схема нагружения винта и эпюры $F_{зат}$, T_p , T_T и $T_{зав}$ (рис. 2.3).

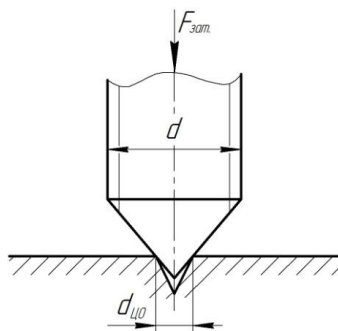


Рис. 2.2. Формы опорной поверхности подвижных частей

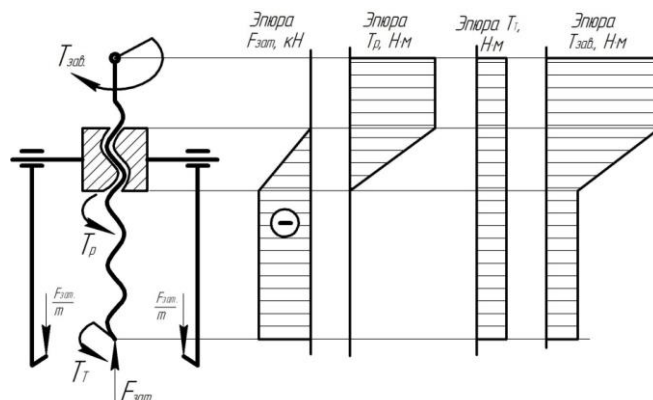


Рис. 2.3. Схема нагружения винта и примерные эпюры $F_{зат}$, T_p , T_T и $T_{зав}$

2.2.7. РАСЧЕТ КПД ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

При наличии сопротивления в резьбе и на торце опорной поверхности винта значение КПД определяем по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho') + \frac{d_{\text{ср}}}{d_2} f}.$$

2.2.8. РАСЧЕТ ВОРОТКА ДЛЯ ПРИВОДА ВИНТА

Предварительно выбирается материал. Рекомендуются Стали 40 и 45. Определяется необходимая (расчетная) длина воротка.

Определяем расчетную длину воротка по формуле

$$l'_{\text{вр}} = \frac{T_{\text{зав}} \cdot 10^3}{i_{\text{р}} F_{\text{р}}},$$

где $i_{\text{р}}$ – число рабочих; $F_{\text{р}}$ – усилие одного рабочего, Н. По нормам Госгортехнадзора $F_{\text{р}} = 100 \dots 300$ Н.

Полная длина воротка вычисляется из расчета:

$$l_{\text{вр}} = l'_{\text{вр}} + D_{\text{гол}} + 50, \text{ мм},$$

где $D_{\text{гол}}$ – диаметр головки винта под вороток, мм:

$$D_{\text{гол}} \cong 2d.$$

Исходя из условия прочности на изгиб, рассчитывается диаметр воротка $d_{\text{вр}}$, мм [11 – 15]:

$$d_{\text{вр}} \geq 3 \sqrt{\frac{32 F_{\text{р}} l'_{\text{вр}}}{\pi [\sigma_F]_{\text{вр}}}},$$

где $[\sigma_F]_{\text{вр}}$ – допускаемое напряжение изгиба материала воротка, Н/мм².

Находится высота головки винта $H_{\text{гол}}$ (мм):

$$H_{\text{гол}} = (2,5 \dots 3,0)d.$$

Полученные значения $l_{\text{вр}}$, $D_{\text{гол}}$, $d_{\text{вр}}$, $H_{\text{гол}}$ округляются до ближайшего большего числа.

2.2.9. РАСЧЕТ ЦАПФЫ С ГАЙКОЙ, ТРАВЕРСЫ И ВСТАВНОЙ ГАЙКИ

Гайка чаще всего вставляется в корпус механизма и под действием нагрузки висит на буртике, т.е. она выполняется как отдельная деталь из антифрикционного материала, в некоторых случаях резьба нарезается непосредственно в корпусной детали. Материал цапфы совпадает с материалом гайки винтовой пары, если резьба нарезается непосредственно в цапфе. Если в конструкции предусмотрена вставная гайка, материал цапфы может отличаться от материала гайки. Цапфы, траверсы и корпус гайки рекомендуется изготавливать из стали марок – Ст3, Сталь 20, 30, 40.

Расчет цапфы с гайкой

Определяем наружный диаметр гайки при изготовлении ее в корпусной детали по формуле

$$D_{\Gamma} = 2D.$$

Округляем согласно рекомендаций.

Вычисляем диаметр цапф исходя из условия прочности на изгиб:

$$d_{\text{ц}} \geq \sqrt[3]{\frac{32F_{\text{заг}}(B - D_{\Gamma}) \cdot 10^3}{2m\pi[\sigma_F]_{\text{ц}}}},$$

где B – максимальное расстояние между захватами съемника, мм; $[\sigma_F]_{\text{ц}}$ – допускаемое напряжение изгиба для материала цапфы, Н/мм²; m – число захватов съемника.

Далее определяется значение высоты гайки H_{Γ} по формуле

$$H_{\Gamma} = d_{\text{ц}} + (4 \dots 6) > Pz.$$

Расчетное значение H_{Γ} округляется в большую сторону.

Производим проверочный расчет гайки с цапфами на изгиб в сечении, ослабленном отверстием под винт по условию

$$\sigma_F = \frac{6F_{\text{заг}} \cdot 10^3}{2m(D_{\Gamma} - D)H_{\Gamma}^2} \leq [\sigma_F]_{\text{ц}}.$$

Если условие не выполняется, либо задаемся другим материалом цапфы, либо увеличиваем высоту гайки. Окончательное значение высоты гайки округляем.

Когда высота гайки $H_{\Gamma} > zP$, то не обязательно нарезать резьбу по всей высоте гайки, можно нарезать нужное количество витков только у торцов гайки.

Расчет вставной гайки и траверсы

Определяем наружный диаметр вставной гайки (рис. 2.4) по формуле

$$D_{\Gamma} = \sqrt{\frac{4F_{\text{заг}} \cdot 10^3}{\pi[\sigma_p]_{\Gamma}}} + d_1^2 \geq (D + 4P).$$

Допускаемые напряжения растяжения материала гайки для стали, бронзы рассчитываются по формуле

$$[\sigma_p]_{\Gamma} = \frac{\sigma_B}{[s]},$$

где $[\sigma_B]_{\Gamma}$ – предел прочности чугуна.

Определяем диаметр и высоту фланца гайки:

$$D_{\Phi} = \sqrt{\frac{4F_{\text{заг}} \cdot 10^3}{\pi[\sigma_{\text{см}}]_{\Gamma}}} + D_{\Gamma}^2 \geq (D_{\Gamma} + 8);$$

$$h_{\Phi} = \frac{F_{\text{заг}} \cdot 10^3}{\pi D_{\Gamma} [\tau_{\text{ср}}]_{\Gamma}},$$

где $[\sigma_{\text{см}}]_{\Gamma}$ и $[\tau_{\text{ср}}]_{\Gamma}$ – допускаемые напряжения смятия и среза материала гайки.

Далее определяется значение высоты гайки H_{Γ} по формуле

$$H_{\Gamma} = Pz, \text{ мм.}$$

Расчетное значение H_{Γ} округляется в большую сторону до числа, взятого из табл. 2.6.

Определяем диаметр корпуса гайки:

$$D_{\text{к.}\Gamma} = \sqrt{\frac{4F_{\text{заг}} \cdot 10^3}{\pi[\sigma_{\text{см}}]_{\text{к.}\Gamma}}} + D_{\Gamma}^2 \geq (D_{\Gamma} + 8),$$

где $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{к.}\Gamma}$ – допускаемое напряжение смятия для материала корпуса гайки, Н/мм².

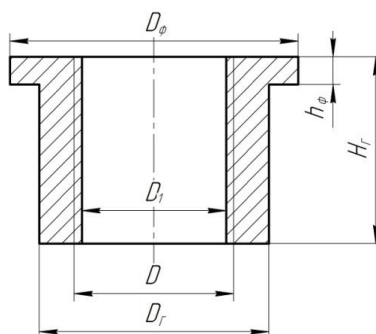


Рис. 2.4. Вставная гайка

2.6. Нормальные линейные размеры, мм

3,2	5,6	10,0	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11,0	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12,0	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13,0	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14,0	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15,0	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16,0	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17,0	30	53/55	95	170	300	530	950

Примечание. За косой чертой приведены размеры высоты гайки.

Вычисляем диаметр цапф исходя из условия прочности на изгиб:

$$d_{\Gamma} \geq \sqrt[3]{\frac{32F_{\text{заг}}(B - D_{\text{к.г}}) \cdot 10^3}{2m\pi[\sigma_F]_{\Gamma}}},$$

где B – максимальное расстояние между захватами съемника, мм; $[\sigma_F]_{\Gamma}$ – допускаемое напряжение изгиба для материала цапф, Н/мм²; m – число захватов съемника, $m = 2 \dots 4$.

Округляем согласно рекомендаций.

Определяем высоту корпуса гайки из условия

$$H_{\text{к.г}} = \sqrt{\frac{6BF_{\text{заг}} \cdot 10^3}{2m(D_{\text{к.г}} - D_{\Gamma})[\sigma_F]_{\text{к.г}}}}.$$

Для исключения проворачивания вставной гайки относительно корпуса ее фиксируют с помощью штифта (рис. 2.5). Предохранительные штифты изготавливают обычно из среднеуглеродистых сталей.

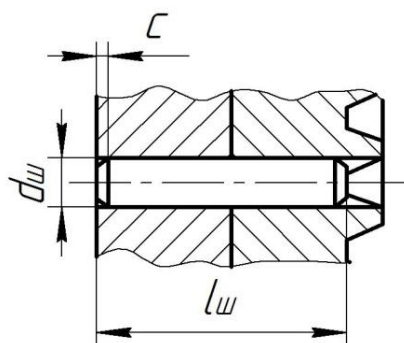


Рис. 2.5. Вариант фиксации гайки штифтом

Диаметр штифта находят из условия прочности на срез:

$$d_{\text{ш}} \geq \sqrt{\frac{8T_p \cdot 10^3}{\pi i D_{\Gamma} [\tau_{\text{ср}}]_{\text{ш}}}},$$

где $[\tau_{\text{ср}}]_{\text{ш}}$ – значение допускаемого напряжения среза материала штифта; i – количество штифтов, $i = 1 \dots 4$.

По полученному значению выбирают стандартный диаметр штифта.

Затем проверяют условие прочности на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_p \cdot 10^3}{l_{\text{ш}} d_{\text{ш}} D_{\Gamma}} \geq [\sigma_{\text{см}}]_{\Gamma},$$

где $l_{\text{ш}}$ – длина штифта.

Длина штифта выбирается из стандартных значений по ГОСТ 3128–70: 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24 и т.д. Но должна удовлетворять условию

$$l_{\text{ш}} \leq 0,5(D_{\text{к.Г}} - D).$$

Расчет захвата съемника

Захваты съемника рекомендуется изготавливать из стали марок – Ст3, 4, Сталь 35, 45.

Вычисляем допускаемое напряжение растяжения материала захвата, Н/мм²:

$$[\sigma_p]^3 = \frac{\sigma_T}{[s]}.$$

Задаемся предварительно шириной профиля поперечного сечения захвата (рис. 2.6):

$$b_3 = d_{\text{ц}}, \text{ мм.}$$

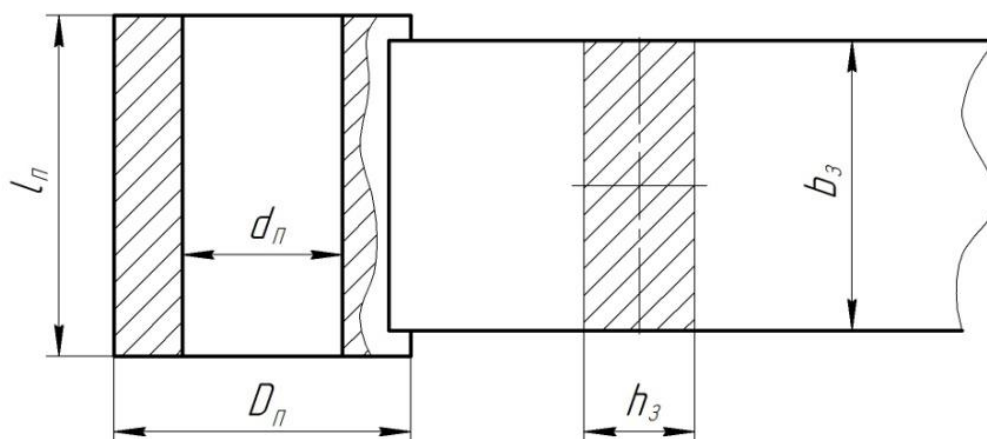


Рис. 2.6. Схема к расчету параметров захвата съемника

Далее определяется высота профиля лапки h_3 из условия прочности на растяжение и изгиб, мм:

$$h_3 \geq \frac{F_{\text{зар}}(b_3 + 6e) \cdot 10^3}{m[\sigma_p]^3 b_3^2},$$

где e – размер из схемы, мм (задано).

Расчетное значение h_3 округляется.

Вычисляем наружный диаметр проушины лапки из условия прочности на растяжение и изгиб:

$$D_{\text{п}} \geq \frac{F_{\text{зар}} \cdot 10^3}{2l_{\text{п}}[\sigma_p]^3} \left[1 + \frac{6\left(e + \frac{b_{\text{п}}}{2}\right)}{l_{\text{п}}} \right] + d_{\text{п}},$$

где e – длина плеча подхвата, мм; $l_{\text{п}}$ и $d_{\text{п}}$ – соответственно длина и внутренний диаметр проушины, мм.

Значения $l_{\text{п}}$ и $d_{\text{п}}$ определяем по выражениям, мм:

$$l_{\text{п}} = (d_{\text{ц}} + 4);$$

$$d_{\text{п}} = (d_{\text{ц}} + 0,5).$$

Полученные значения округляем согласно табл. 2.6.

После выполнения расчетов выполняются сборочный и рабочие чертежи съемника и его спецификация.

2.3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВИНТОВОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПОДЪЕМНИКА

2.3.1. РАСЧЕТ ВИНТА

Расчет электромеханических подъемников выполняется по принципу расчета винтовых домкратов. Однако имеются в расчете и свои особенности.

Нагрузка на один винт подъемника определяется по формуле

$$Q = \frac{K_{\text{п}}mg}{n},$$

где n – число стоек; m – масса автомобиля, кг; $g = 9,81 \text{ Н/м}^2$ – ускорение свободного падения; $K_p = 1,1 \dots 1,3$ – коэффициент неравномерности распределения силы веса по стойкам. Большее значение K_p берется для 4-стоечных, а меньшее – для 2-стоечных подъемников.

Винты, как правило, изготавливаются из стали 40, 45, 50 или с закалкой в более ответственных конструкциях из стали 40Х, 40ХН, 50ХГ и др.

Внутренний диаметр винта определяется из расчета на сжатие по пониженному допускаемому напряжению:

$$d_B = \sqrt{\frac{4Q}{0,7\pi[\sigma_{сж}]}}$$

Допускаемое напряжение сжатия с учетом запаса прочности будет равна

$$[\sigma_{сж}] = \frac{\sigma_T}{[s]},$$

где Q – сила, действующая на винт, Н; σ_T – предел текучести, МПа (табл. 2.4); $[s] = 2,5 \dots 5,0$ – коэффициент запаса прочности.

Рассчитав d_B , по ГОСТу выбирают для трапецеидальной резьбы шаг P , внутренний диаметр $d_1(D_1)$, средний диаметр резьбы $d_2(D_2)$, наружный диаметр $d(D)$.

2.3.2. РАСЧЕТ ГАЙКИ

Лучшими материалами для изготовления гаек являются оловянистые бронзы: БрОФ 10-1, БрОФ 10-05, БрОЦС 6-6-3. При малых скоростях вращения применяется антифрикционный чугун АВЧ-1, АВЧ-2, АКЧ-1 и АКЧ-2, а также серый чугун СЧ 18-36 и СЧ 21-40.

Наружный диаметр гайки $D_{г.н}$ определяется из условия прочности на растяжение:

$$D_{г.н} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma_p]^r} + d^2} \geq D + 4P,$$

где $[\sigma_p]^r = \frac{\sigma_T}{[s]}$ – предел текучести на растяжение.

Полученные значения округляются.

Наружный диаметр фланца D_ϕ вычисляют по условию смятия:

$$D_\phi \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma_{см}]^r} + D_{г.н}^2}.$$

Толщина фланцев

$$\delta \geq \frac{Q}{\pi D_{г.н} [\tau_{ср}]}$$

Определяем число витков гайки

$$z \geq \frac{4Q}{\pi(D^2 - D_1^2)[q]}$$

где $[q]$ – допускаемые удельные давления в контакте винта и гайки, МПа.

Число витков резьбы гайки не должно быть более 10, так как лишние витки работать не будут. Если получилось $z > 10$, то выбирают другой материал или увеличивают диаметр витка.

Высота гайки

$$H = zP.$$

2.3.3. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Условие самоторможения винта

Проверяют условие самоторможения винта:

$$\beta \leq \rho,$$

где β – угол подъема винтовой линии; ρ – угол трения,

$$\beta = \arctg\left(\frac{P}{\pi d_{ср}}\right),$$

$$\rho = \arctg\left(\frac{f'}{\cos(\alpha/2)}\right),$$

где α – угол профиля резьбы; f' – коэффициент трения в паре винт–гайка [6, 7, 10].

Если условие не выполняется, то необходимо уменьшить шаг винта.

Условие износостойкости

Для приспособлений, у которых винт может работать под нагрузкой на всей длине его перемещения, проверочный расчет производится по условию, обеспечивающему необходимую износостойкость гайки [11 – 15]:

$$q = \frac{4Q}{\pi(D_H^2 - D_B^2)z} \leq [q],$$

где q и $[q]$ – расчетное и допускаемое удельные давления на витках резьбы гайки, Н/мм². Значения допускаемых удельных давлений на витках резьбы гайки q принять по рекомендациям справочной литературы (например, допускаемое давление в резьбе для незакаленной стали по чугуноу от 2 до 5 Н/мм², а для незакаленной стали по бронзе составляет от 7 до 8 Н/мм²).

В случае невыполнения условий необходимо выбрать резьбу с большим диаметром и повторить необходимые расчеты.

Проверочный расчет на растяжение

Проверку резьбовых соединений на прочность выполняют по выражению

$$\frac{\pi d_1^2}{4} \geq \frac{Q}{[\sigma_B]_p},$$

где $[\sigma_B]_p$ – допускаемое напряжение материала винта на растяжение.

$$[\sigma_B]_p = \frac{[\sigma_B]}{s},$$

где σ_B – предел прочности материала винта, Н/мм².

Расчет роликов

В подъемниках с вращающимся ходовым винтом для исключения воздействия изгибающих моментов на грузоподъемную гайку применяют опорные ролики.

Определим длину плеча подхвата:

$$CD = 0,25B + L,$$

где B – ширина автомобиля, м; $L = 0,25, \dots, 0,40$ – запас по ширине на сторону, м.

Меньшее значение L берется для легковых автомобилей.

Диаметр роликов d_p берут в пределах 0,05, ..., 0,07 м. Можно задаться расстоянием AK и определить длину роликов (рис. 2.7). Можно поступить наоборот. Обычно $AK = (0,3 \dots 0,5)CD$; $CK = (0,5 \dots 0,7)AK$.

Силы, действующие на ролики, определяют исходя из системы уравнений:

$$\sum M_a = R_k AK - QCD = 0;$$

$$\sum X = R_a - R_k = 0;$$

$$R_k = \frac{QCD}{AK}; \quad R_a = R_k.$$

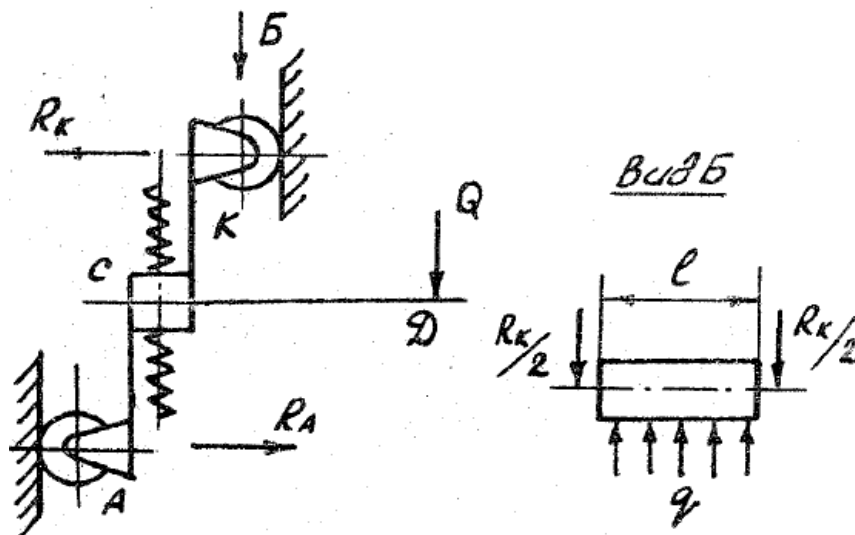


Рис. 2.7. Схема сил, действующих на опорные ролики

Если ролик и направляющая поверхность ролика не термообработаны, они рассчитываются на смятие. Но при этом допускаемые напряжения сравнительно малы и ролики по длине и диаметру получаются очень большими. Поэтому, как правило, контактирующие поверхности подвергаются термообработке и рассчитываются по контактным напряжениям:

$$q = \frac{d_p [\sigma_k]^2}{2 \cdot 0,174 s E_{пр}},$$

где $E_{пр} = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости (для стали $E \approx (2,1...2,2) \cdot 10^{11}$ Н/м²; для чугуна $E \approx (1,2...1,4) \cdot 10^{11}$ Н/м²; для бронзы $E \approx (1,0...1,1) \cdot 10^{11}$ Н/м²); $\rho_{пр}$ – приведенный радиус кривизны; $[\sigma_k]$ – допускаемые контактные напряжения, МПа; q – распределенная нагрузка, Н/м.

При объемной закалке допускаемые контактные напряжения можно найти из выражения

$$[\sigma_k] = 2,8\sigma_T.$$

Если ролик и направляющая из одного материала, то

$$E_1 = E_2 = E_{пр};$$

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2},$$

где r_1, r_2 – соответственно радиус ролика и направляющей.

Если $r_2 \rightarrow \infty$, то

$$q = \frac{d_p [\sigma_k]^2}{2 \cdot 0,174 E s},$$

где $s = 1, 2 \dots 1, 3$ – коэффициент запаса.

Длина ролика

$$l_p = \frac{R_k}{q}.$$

2.3.4. РАСЧЕТ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА И ВЫБОР ПОДШИПНИКА

Дополнительное усилие на винте

$$Q_g = R_k f z,$$

где $f = 0,01$ – коэффициент трения качения; z – число роликов в стойке.

Дополнительное усилие на винте

$$Q_y = Q + Q_g.$$

Так как частота вращения вала невелика, подбор подшипника ведется по статической грузоподъемности:

$$Q_c > Q_y.$$

Длина винта принимается равной высоте подъема автомобиля. Винт на устойчивость не считается, так как обычно он выполняется висячим с опорой в верхней его части (рис. 2.8). В качестве опоры используются упорные или радиально-упорные подшипники, или сборные узлы специальной конструкции. Расчет крутящего момента, прилагаемого к винту на упорном подшипнике, определяется по формуле

$$M_{кр} = Q_y \frac{d_{ср}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + Q_y f \frac{d_{п}}{2},$$

где $f = 0,01$ – коэффициент трения качения; $d_{п}$ – диаметр дорожки тел качения упорного подшипника,

$$d_{п} = \frac{D_{п} + d_{п}^B}{2},$$

где $D_{п}$ и $d_{п}^B$ – соответственно наружный и внутренний диаметры нижнего кольца опорного подшипника.

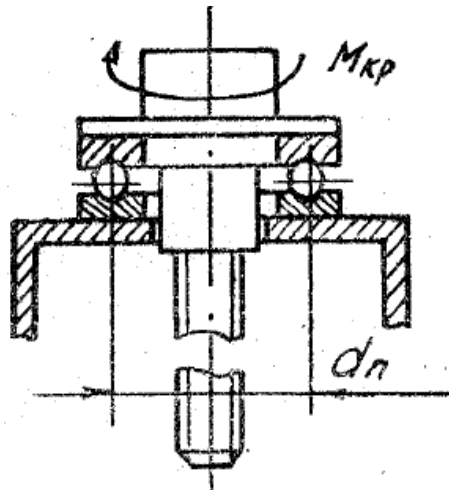


Рис. 2.8. Верхняя опора грузового винта

2.3.5. ПОДБОР ПРИВОДА

Скорость подъема V принимается равной 1,5...2,0 м/мин. Частота вращения винта определяется предварительно по формуле

$$n = \frac{V}{P},$$

где P – шаг резьбы винта, м.

Мощность электродвигателя (кВт) одной стойки определяется по формуле

$$N = \frac{M_{кр} \pi n}{30 \eta_M},$$

где η_M – механический КПД трансмиссии.

По мощности и частоте вращения выбирают электродвигатель.

Проверяют условие

$$1,5 \leq n_{дв} P \leq 2,$$

где $n_{дв}$ – табличное значение частоты вращения двигателя.

По частоте вращения ротора электродвигателя определяют передаточное число от электродвигателя к винту:

$$i = \frac{n_{дв}}{n}.$$

Если $i < 4$, можно использовать для передачи момента от электродвигателя к винту клиноременную передачу. В противном случае необходимо подобрать редуктор.

При использовании клиноременной передачи $\eta_m = 0,96$. Если установлен редуктор, принимается η_m , указанный в справочнике. Если на несколько стоек используется один привод, а ходовые винты соединены цепной передачей, то:

$$N_{эл} = \frac{zN}{\eta_{ц}},$$

где z – число стоек; $\eta_{ц}$ – КПД цепной передачи.

2.3.6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДЪЕМНОГО РЫЧАГА ПОДЪЕМНИКА НА ИЗГИБ

Проверочный расчет подъемного рычага подъемника на изгиб ведем по расчету балки.

Из условия прочности балки

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и\max}}{W'_x} \leq [\sigma_{и}],$$

где $M_{и\max}$ – наибольший изгибающий момент, Нм;

$$M_{и\max} = M_{и}s,$$

здесь $M_{и}$ – изгибающий момент;

$$M_{и} = Fl,$$

где F – сила, прикладываемая к балке; l – плечо, равное длине подъемного рычага подъемника, $l = 0,5$ м; W'_x – момент сопротивления.

Так как сечение балки – полый прямоугольный брус, то расчет момента сопротивления ведем по формуле

$$W'_x = \frac{bh^2}{6} - \frac{b_0h_0^2}{6},$$

где b – ширина наружной стенки бруса; h – высота наружной стенки бруса; b_0 – ширина внутренней стенки бруса, м; h_0 – высота внутренней стенки бруса, м.

Вначале задаются размером сечения балки в соответствии с работами [10, 11].

Допускаемое напряжение при изгибе находим по формуле

$$[\sigma_{и\max}] = \frac{1,2[\sigma_T]}{s},$$

где σ_T – предел текучести материала, из которого выполнена балка.

Проверяем условие

$$\sigma_{\text{н}} \leq [\sigma_{\text{н max}}].$$

Если условие не выполняется, меняем размеры сечения или выбираем другой материал.

2.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЛАВНОГО ПАРАМЕТРА РЕЗЬБОСВИНЧИВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

Главным параметром резьбосвинчивающего оборудования является крутящий момент свинчивания на шпинделе $M_{\text{ш}}$ (крутящий момент отвинчивания $M_{\text{от}}$ при разборке резьбового соединения и крутящий момент затяжки $M_{\text{зат}}$ при сборке резьбового соединения).

Параметр $M_{\text{от}}$ у ремонтируемых объектов определяется экспериментальным путем. В зависимости от диаметра резьбы, материала и других факторов он в 1,2...2,5 раза превышает параметр $M_{\text{зат}}$ при заводской сборке аналогичных новых РС:

$$M_{\text{зат}} = Q \left(\frac{d}{2} \frac{\mu_{\text{р}} + \frac{h}{\pi d}}{1 - \mu_{\text{р}} + \frac{h}{\pi d}} + \frac{2}{3} \mu_{\text{т}} \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \right), \quad (2.10)$$

где Q – сила затяжки; d – средний диаметр резьбы; h – шаг резьбы; R_1 и R_2 – радиусы, описывающие кольцевую опорную поверхность трения гайки или головки винта; $\mu_{\text{р}}$ и $\mu_{\text{т}}$ – коэффициенты трения в резьбе и на опорном торце соответственно.

Для обычных силовых метрических резьб с углом профиля 60° формула (2.10) существенно упрощается:

$$M_{\text{зат}} = Q(0,16h + 0,58d\mu_{\text{р}}) + \frac{2}{3} Q\mu_{\text{т}} \left(\frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \right).$$

Если элементы РС выполнены из одного материала, то принимают $\mu_{\text{р}} = 1,15 \mu_{\text{т}}$.

Значение $M_{\text{зат}}$ для стальных болтов и гаек при отсутствии смазки определяется по формуле

$$M_{\text{зат}} \cong 0,2Qd_{\text{н}},$$

где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр резьбы.

Для винтов с цилиндрической, сферической или шестигранной головкой величина момента затяжки может определяться по соотношению

$$M_{\text{зат}} = 0,005d_{\text{н}}^3\sigma_{\text{т}}(6,5\mu + 1), \quad (2.11)$$

где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр резьбы; $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести материала винта; μ – коэффициент трения головки винта по опорной поверхности.

2.7. Параметры резьбовых соединений

Диаметр резьбы, мм	6	8	10	12	14
Момент отвинчивания (затяжки), Н·м	15...20 (6...8)	20...40 (14...17)	40...80 (30...35)	60...120 (55...65)	100...150 (80...90)
Диаметр резьбы, мм	16	18	20	24	27
Момент отвинчивания (затяжки), Н·м	150...200 (120...150)	180...300 (160...190)	200...350 (230...270)	300...450 (340...360)	350...500 (420...480)

При определении $M_{\text{зат}}$ для винтов с потайной головкой в зависимости (2.11) вместо числового коэффициента 6,5 принимают 9,8.

Усредненные значения $M_{\text{от}}$ у поступивших в ремонт объектов и $M_{\text{зат}}$ при сборке отремонтированных и новых объектов, характерные для болтовых соединений, приведены в табл. 2.7.

Параметр $M_{\text{зат}}$ при посадке шпилек с натягом определяется по формуле М. П. Новикова (для метрической резьбы):

$$M_{\text{зат}} = 3,1\Delta\mu_{\text{р}}ld_{\text{н}} \frac{E_2}{1,3 + 0,7 \frac{E_2}{E_1}},$$

где Δ – эффективный (радиальный) натяг по среднему диаметру резьбы; $\mu_{\text{р}}$ – коэффициент трения в резьбе; l – глубина завинчивания шпильки; $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр резьбы; E_1 и E_2 – модули упругости 1-го и 2-го рода.

При завинчивании стальных шпилек со средним диаметром резьбы 10...30 мм в стальную деталь $\Delta = 0,02...0,06$, в чугунную или алюминиевую детали – 0,04...0,12 мм.

Коэффициент $\mu_{\text{р}}$ при использовании стальной шпильки принимается равным 0,1...0,2 для стальной детали; 0,07...0,15 – для чугунной; 0,04...0,10 – для алюминиевой или бронзовой.

Значения модулей упругости следующие: для стали $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$; $E_2 = 8,1 \cdot 10^4$ МПа; для алюминия – $E_1 = 0,7 \cdot 10^5$; $E_2 = 2,7 \cdot 10^4$ МПа; для бронзы и латуни $E_1 = 0,8 \cdot 10^5$; $E_2 = 4,2 \cdot 10^4$ МПа.

Сила затяжки Q находится в зависимости от схемы нагружения РС, прочности болта (шпильки, винта) и условия нераскрытия стыка:

$$Q = kP(1 - a),$$

где k – коэффициент увеличения внешней нагрузки (для постоянной нагрузки $k = 1,25...2,00$; для переменной – $k = 2,5...4,0$; при необходимости обеспечения герметичности соединения

с плоскими металлическими прокладками – $k = 2,5...3,5$; то же с мягкими прокладками – $k = 1,25...2,5$); P – внешняя нагрузка; $a = 0,2...0,4$ – коэффициент основной нагрузки, учитывающий податливость резьбовых элементов при затяжке.

Следует отметить, что до настоящего времени отсутствуют надежные методы прямого контроля усилий затяжки в производственных условиях. О его фактической величине судят лишь по косвенным показателям – крутящему моменту затяжки; углу поворота гайки; удлинению болта и др.

Довольно сложной технологической проблемой является затяжка групповых РС (беспрокладочных и особенно прокладочных). При сборке ответственных соединений трудно обеспечить равномерную затяжку в каждом болте (шпильке). В связи с этим происходит неравномерное распределение давления по поверхности стыка собираемого узла с ослаблением ранее затянутых болтов, что приводит к снижению надежности узла.

На практике затяжку групповых РС производят в два (реже в три-четыре) этапа. На первом этапе выполняют одновременную затяжку всех болтов (шпилек) с помощью многошпиндельной установки на усилие $Q_1 = (0,3...0,6) Q$, обеспечивающее контактирование стыков (Q – заданная сила затяжки). На втором этапе завершают затяжку путем последовательного индивидуального довинчивания гаек (шпилек) до заданного крутящего момента $M_{зат}$ по оптимальным схемам.

Анализ рабочего процесса и параметры безударного резьбовинчивающего оборудования

Принцип действия рабочих органов резьбовинчивающего оборудования безударного (статического) действия базируется на вращательном эффекте. Можно выделить три типа таких рабочих органов: прямого привода (без ограничительных муфт); с ограничительными муфтами; с активным контролем крутящего момента свинчивания.

В рабочих органах первого типа используется пневматический (реже гидравлический) привод (рис. 2.9). Вращение от пневмодвигателя через редуктор передается непосредственно на шпиндель. При затяжке РС работа совершается как за счет статического крутящего момента, развиваемого двигателем, так и за счет кинетической энергии вращающихся частей привода. Максимальный крутящий момент затяжки достигается при полной остановке двигателя. При операциях отвинчивания реализуется только статический крутящий момент, величина которого пропорциональна давлению сжатого воздуха в питающей магистрали.

Рабочие органы, входящие в состав механизированного инструмента, позволяют производить разборку-сборку РС с диаметром до 12 мм; если они встраиваются в блоки силовых головок многошпиндельных установок, то максимальный диаметр резьбы может достигать до 25 мм.

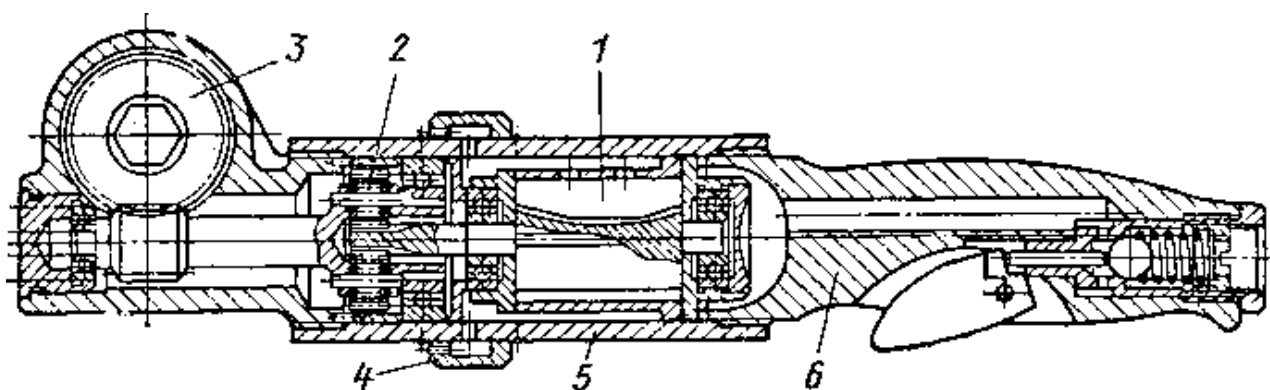


Рис. 2.9. Гайковерт угловой пневматический:

1 – пневмодвигатель; 2 – планетарная передача; 3 – червячная пара с гаечным ключом;
4 – глушитель; 5 – корпус редуктора; 6 – рукоятка с пусковым устройством

В целях снижения уровня вибрации и шума в рабочих органах часто используют одну планетарную передачу, а вместо второй вводят червячную пару, а также устанавливают глушитель. Иногда вместо червячной пары используют коническую.

Рассмотрим методику определения момента затяжки болтового соединения, создаваемого рабочим органом прямого привода. Методика разработана проф. В. С. Корсаковым и В. И. Чанновым.

Каждое конкретное РС имеет свою индивидуальную характеристику, обусловливаемую его суммарной податливостью и силами трения в резьбовой паре и по торцу гайки. Такой характеристикой является коэффициент угловой жесткости РС:

$$K_p = \frac{\Delta M}{\Delta \varphi}.$$

Этот коэффициент показывает, на какую величину изменяется крутящий момент, прикладываемый к гайке, при повороте ее на угол $\Delta\varphi$.

Угол поворота гайки является углом торможения шпинделя. Чем меньше угол торможения (т.е. больше значение K_p), тем значительнее составляющая момента затяжки, создаваемая кинетической энергией вращающихся масс привода.

Другая составляющая момента затяжки зависит от статического крутящего момента, развиваемого пневмодвигателем. Эта составляющая не является постоянной величиной. Ее максимальное значение $M_{ст}$ достигается при остановке шпинделя (численная величина приводится в технической характеристике двигателя).

В общем случае работа, затрачиваемая на затяжку $A_{зат}$, состоит из двух слагаемых: работы $A_{з,д}$, совершаемой за счет динамики привода, и работы $A_{з,ст}$, совершаемой за счет статического момента двигателя. Выражения для этих работ имеют такой вид:

$$A_{з.д} = \frac{M_{ш} - M_{ст}}{2} \varphi_{зат} ;$$

$$A_{з.ст} = \frac{1}{2} M_{ст} \varphi_{зат} ,$$

где $M_{ш}$ – расчетный крутящий момент свинчивания на шпинделе (ключе); $M_{ст}$ – максимальный статический момент; $\varphi_{зат}$ – угол поворота гайки при затяжке.

Часть энергии ($A_{у.д}$) расходуется на упругую деформацию элементов привода

$$A_{у.д} = \frac{M_{ш} - M_{ст}}{2} \varphi_{пр} ,$$

где $\varphi_{пр}$ – приведенный угол скручивания элементов привода.

Работа на преодоление сил трения в редукторе привода будет равна

$$A_{тр} = k_{тр}(A_{з.д} + A_{у.д}),$$

где $k_{тр} = 1 - \eta$ – коэффициент потерь на трение в редукторе; η – КПД редуктора.

Найдем кинетическую энергию вращающихся масс:

$$W_{к} = \frac{I_{пр} \omega_0^2}{2} , \quad (2.12)$$

где $I_{пр}$ – момент инерции вращающихся масс, приведенный к шпинделю; ω_0 – угловая скорость шпинделя на холостом ходу при свободном навинчивании гайки.

На основании закона сохранения механической энергии можно записать:

$$\frac{I_{пр} \omega_0^2}{2} = \frac{M_{ш} - M_{ст}}{2} (\varphi_{зат} + \varphi_{пр})(1 + k_{тр}) . \quad (2.13)$$

Угол поворота $\varphi_{зат}$ и угол скручивания $\varphi_{пр}$ заменим соответствующими выражениями:

$$\varphi_{зат} = \frac{M_{ш}}{k_p} ; \quad \varphi_{пр} = \frac{M_{ш}}{k_{пр}} ,$$

где $k_{пр}$ – коэффициент угловой жесткости привода.

Подставляя зависимость (2.12) в (2.13), получим расчетную формулу

$$M_{ш} = \frac{M_{ст}}{2} + \sqrt{\frac{M_{ст}^2}{4} + \frac{I_{пр} \omega_0^2 k_p k_{пр}}{(k_p + k_{пр})(1 + k_{тр})}} . \quad (2.14)$$

Определим момент свинчивания на ключе при затяжке болтового соединения с резьбой М18 пневматической силовой головкой (давление сжатого воздуха в магистрали 0,5 МПа). Исходные данные для расчета следующие: $M_{ст} = 80,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $\omega_0 = 28,5 \text{ с}^{-1}$; $I_{пр} = 0,1687 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $k_{пр} = 280 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $k_p = 280 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $k_{тр} = 0,15$. Численное значение $M_{ш}$, полученное с помощью выражения (2.14), равно 175 Н·м, что очень близко к значению рекомендуемого момента затяжки.

Для оценки разброса точности затяжки РС резьбосвинчивающим рабочим органом используется коэффициент относительной неравномерности затяжки:

$$\gamma = \frac{M_{ш \max} - M_{ш \min}}{M_{ш. \text{ср}}},$$

где $M_{ш \max}$; $M_{ш \min}$; $M_{ш. \text{ср}}$ – соответственно максимальное, минимальное и среднее значения момента свинчивания на шпинделе при затяжке однотипных РС, Н·м.

В рабочих органах прямого привода $\gamma = 0,20...0,35$. Если разброс значений момента $M_{ш}$ жестко ограничен, то необходимо уменьшить влияние динамики привода. Это достигается путем уменьшения момента инерции вращающихся масс (обычно ротора двигателя), а также уменьшением коэффициента $k_{пр}$ (например, введением торсиона).

Так как в рассматриваемых рабочих органах при свинчивании РС возникают значительные реактивные моменты, то их целесообразно использовать преимущественно в многошпиндельных установках, где эти моменты взаимно уравниваются.

Для определения оптимальной начальной скорости вращения шпинделей используется формула И. Л. Блаера:

$$\omega_0 \leq \frac{2\Delta}{d} \frac{1}{\sqrt{\frac{m}{c} \arccos\left(1 - \frac{\Delta \text{tg}\alpha}{H}\right)}},$$

где Δ – зазор по среднему диаметру резьбы; d – средний диаметр резьбы; m – масса вращающихся частей шпинделя и элементов резьбового соединения (гайка, шпилька); c – жесткость пружины, создающей осевое усилие при свинчивании; H – величина предварительного сжатия пружины; α – угол наклона резьбы.

Технико-экономические показатели пневматического резьбосвинчивающего оборудования статического действия в значительной степени определяются характеристиками силового привода, включающего пневмодвигатель (ПД) и трансмиссию.

В настоящее время проектирование ротационных многокамерных ПД проводится в основном макетно-экспериментальным способом, используя опыт предшествующих разра-

боток. Однако большое число учитываемых при этом конструктивных и термодинамических параметров затрудняет поиск эмпирическим путем оптимального решения. Традиционные методы расчета, основанные на индикаторных диаграммах, в данном случае оказались непригодными.

Резьбосвинчивающие рабочие органы безударного действия с ограничительными муфтами, как правило, имеют электрический привод. Принципиальная схема такого рабочего органа показана на рис. 2.10.

Крутящий момент от двигателя 9 через редуктор 8 передается на муфту с кулачками 6 и 7, выполняющую функцию ограничения предельного момента свинчивания. Кулачки находятся в сцеплении под действием пружины 5, сила нажатия которой регулируется гайкой 4, расположенной на выходном валике. Муфта 3 выполняет функции включения и отключения вращения ключа 1. При выполнении технологической операции прикладываемая к рабочему органу осевая сила преодолевает сопротивление пружины 2, и муфта включается, приводя во вращение ключ. После окончания работы действие осевой силы прекращается, пружина 2 размыкает муфту, и вращение на ключ не передается.

Кулачковые ограничительные муфты обеспечивают нормальную и повышенную точность затяжки РС при $\gamma = 0,15...0,20$.

Если обозначить через $M_{ш}$ расчетный крутящий момент свинчивания на шпинделе, то сила сцепления кулачков пружинной 5 должна составлять (по В. С. Полякову)

$$P = \frac{2,6M_{ш}}{d_{cp}} \left[f \frac{d_{cp}}{d} - \operatorname{tg}(\alpha - \rho) \right],$$

где d_{cp} – средний диаметр муфты по кулачкам; d – диаметр вала привода; f – коэффициент трения на контактных поверхностях ($f = \operatorname{tgr}$); α – угол наклона рабочей грани кулачка.

Для расчетов можно принять $f = 0,15...0,20$; $\alpha = 30...45^\circ$.

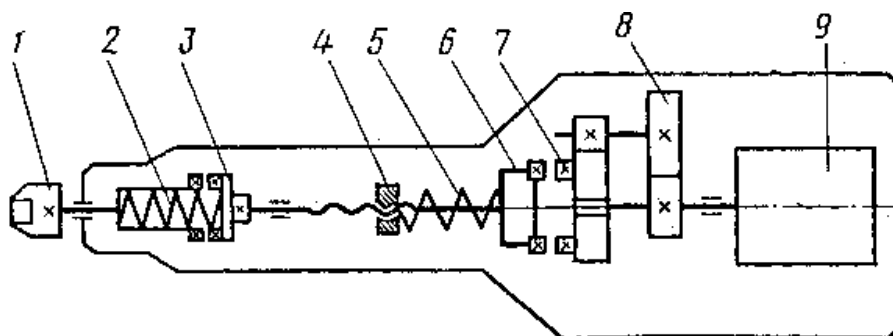


Рис. 2.10. Схема электрической силовой головки:

1 – ключевая насадка; 2 – пружина; 3 – муфта включения; 4 – регулировочная гайка; 5 – пружина;
6, 7 – составные части кулачковой муфты; 8 – редуктор; 9 – асинхронный двигатель

При возникновении на склонах кулачков осевых сил, которые превышают силу P , муфта начинает срабатывать, что сопровождается характерным «прошелкиванием», свидетельствующим об окончании свинчивания.

Наряду с кулачковыми муфтами в некоторых конструкциях силовых головок применяются шариковые, фрикционные и магнитные муфты.

Для стабилизации работы многошпиндельных установок безударного действия с ограничительными муфтами и индивидуальным секционным приводом весьма эффективно использование маховиков. На рисунке 2.11 показана схема такой установки (разработчик – Алтайский НИТИМ).

Масса одного общего маховика на все шпиндели установки m_M (кг) определяется из уравнения

$$m_M = \frac{320 \sum M_{ш} \varphi^0}{r^2 (n_0^2 - n_1^2)},$$

где $\sum M_{ш}$ – сумма моментов свинчивания РС на всех шпинделях (Н·м); φ^0 – угол нарастания момента свинчивания (рад.); n_0 и n_1 – частота вращения маховика соответственно в начале и в конце свинчивания (мин^{-1}); r – расчетный радиус маховика (м).

Применяя теорему о кинетической энергии, получим выражение для определения необходимой мощности привода N (кВт) на все шпиндели:

$$N = \frac{n_0^2 r^2 m_M}{18\,600t},$$

где t – время разгона маховика (с), которое совмещается с временем подвода рабочих органов к объекту сборки и временем предварительного свинчивания.

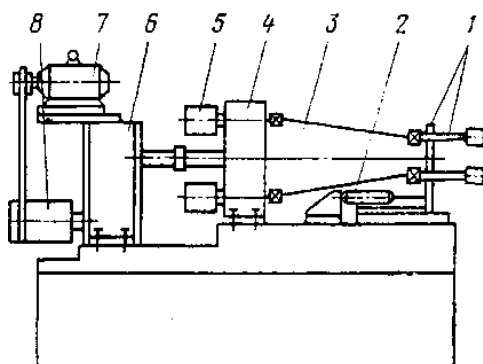


Рис. 2.11. Схема многошпиндельной установки

с маховиковым приводом и ограничительными муфтами:

- 1 – кондукционная плита с ключами; 2 – пневмоцилиндр подвода ключей;
3 – телескопические карданы; 4 – распределительная коробка; 5 – ограничительные муфты;
6 – редуктор; 7 – электропривод; 8 – маховик

В качестве электрического привода у резьбосвинчивающего оборудования применяются однофазные коллекторные электродвигатели мощностью 120...750 Вт и напряжением 220 В, асинхронные электродвигатели в трехфазном и однофазном исполнении мощностью 120...750 Вт и напряжением 380 и 220 В и асинхронные двигатели повышенной частоты 200 Гц мощностью 120...750 Вт и напряжением 36 В.

Электробезопасность оборудования обеспечивается применением двойной и так называемой полной электрической изоляции, когда не только корпус электродвигателя, но и все корпусные детали изготавливаются из высокопрочных композиционных полимерных материалов.

В настоящее время ведется разработка высокоскоростных однофазных коллекторных электродвигателей с электронным регулированием, позволяющих поддерживать заданные частоту вращения и крутящий момент свинчивания на шпинделе рабочего органа независимо от нагрузки. Другим перспективным направлением является разработка электроинструмента с автономным (в том числе аккумуляторным) питанием.

Безударные рабочие органы с активным контролем крутящего момента свинчивания ($\gamma = 0,08...0,15$) используются в многошпиндельных установках с индивидуальным электрическим (реже пневматическим) приводом. Конструкции контрольных устройств чрезвычайно разнообразны.

На рисунке 2.12 изображена предельная тарированная муфта с индукционным датчиком.

Муфта аналогична кулачковой. Подвижная полумуфта 1 играет роль якоря. В корпусе силовой головки 2 закреплен индукционный датчик 3.

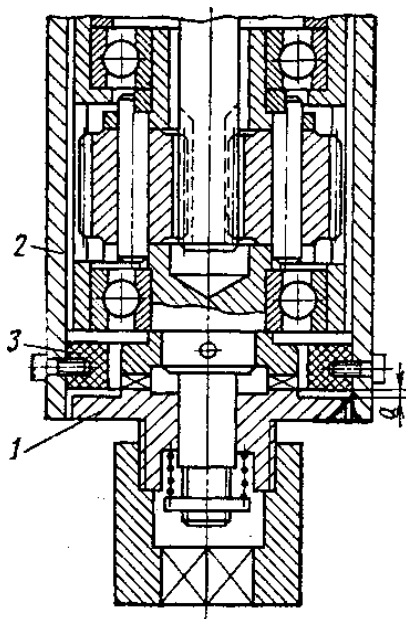


Рис. 2.12. Конструкция предельной муфты

Между якорем и датчиком имеется регулируемый зазор a . При достижении заданного крутящего момента свинчивания на шпинделе полумуфта получает осевое смещение и зазор a увеличивается. В этот момент индукционный датчик дает сигнал на остановку шпинделя.

Для контроля момента свинчивания весьма перспективны простые и надежные малоинерционные планетарные редукторные динамометры.

При вращении от двигателя силовой головки D через редуктор P передается на планетарный динамометр H и далее на шпиндель. При этом водило динамометра воспринимает реактивный момент от свинчивания и удерживается усилием пружины от поворота вокруг центральной оси рабочего органа. Когда реактивный момент превышает момент, созданный пружиной, ранее неподвижное водило начинает поворачиваться, и датчик B отключает питание привода. Угол поворота водила зависит от момента свинчивания на шпинделе $M_{ш}$ и жесткости пружины.

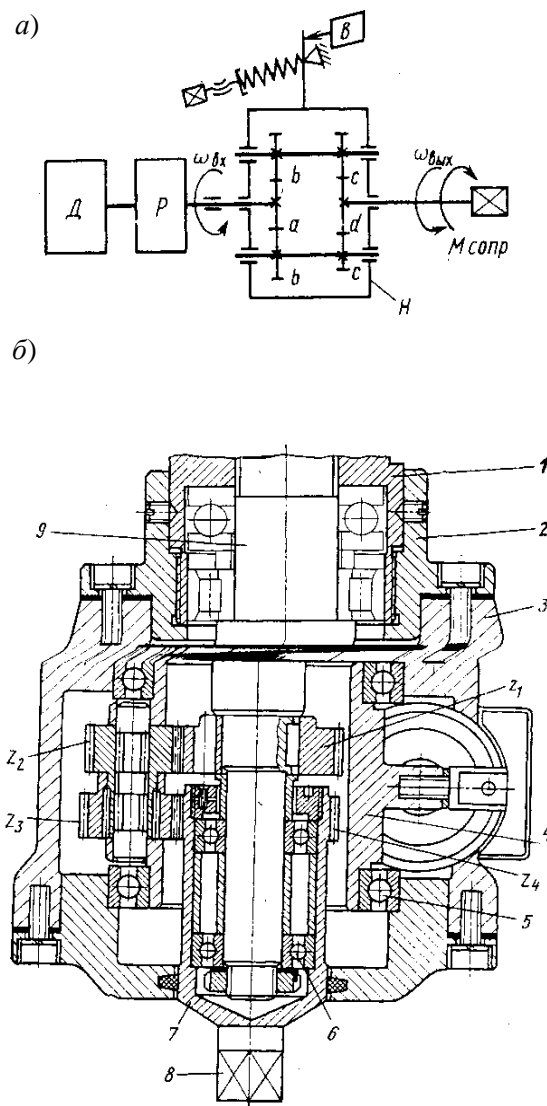


Рис. 2.13. Принципиальная схема (а) и конструкция (б) планетарного редукторного динамометра

Реактивный момент, действующий на водило, без учета потерь в измерительном редукторе будет равен

$$M_{\text{рм}} = M_{\text{ш}}(1-i),$$

где i – передаточное отношение динамометра ($i = \omega_{\text{вых}} / \omega_{\text{вх}}$).

Рассматриваемый динамометр может использоваться при контроле момента свинчивания $M_{\text{ш}}$ в широком диапазоне. Подбором передаточного отношения можно добиться увеличения (при $i > 2$) и снижения реактивного момента по отношению к моменту на шпинделе. Это значительно упрощает задачу подбора оптимальной жесткости измерительной пружины.

Конструкция планетарного редукторного динамометра представлена на рис. 2.13 (разработка проф. М. М. Тверского и А. П. Карасева). Корпус динамометра 3 с помощью переходного фланца 2 закреплен на силовой головке 1. На модернизированном конце шпинделя 9 жестко установлена ведущая шестерня Z_1 , а на подшипниках 6 – полый вал 7 с шестерней Z_4 . На конце этого вала выполнен квадрат 8 под сменные наконечники-ключи для гаек или патроны для шпилек. Водило 4 установлено на подшипниках 5.

Два сателлита Z_2 и Z_3 передают вращение от ведущей шестерни Z_1 к шестерне Z_4 и далее на шпиндель. Пружина удерживает водило 4 на жестком упоре в корпусе 3, а винт водила воздействует на выключатель, через который сообщается питание электродвигателю силовой головки.

Допустим, что осуществляется контролируемый процесс затяжки РС. Момент сопротивления вращению шпинделя монотонно возрастает, пропорционально ему увеличивается и реактивный момент $M_{\text{рм}}$ на водиле. Как только $M_{\text{рм}}$ превысит момент, создаваемый пружиной, водило 4 начнет поворачиваться на подшипниках 5, сжимая пружину. При этом воздействие на выключатель прекращается, и цепь питания электродвигателя отключается. На этом процесс затяжки заканчивается.

Эффективную электронную систему активного контроля момента свинчивания на многошпиндельных установках с помощью электромагнитных муфт разработали В. В. Устинов и В. И. Чаннов.

Для контроля затяжки ответственных РС наряду с крутящим моментом свинчивания могут использоваться другие показатели – удлинение болта (шпильки) или угол поворота гайки.

На рисунке 2.14 показана конструкция безударного гайковерта с контрольным устройством первого типа для затяжки болтов большого диаметра (разработан В. П. Власовым).

Гайковерт состоит из пневмодвигателя 1, планетарного редуктора 3 и ключа 2. В полой шпинделе 4 размещен щуп 5, подпружиненный с одного конца шпинделем. Другой

конец щупа проходит через толкатель 6 механизма отключения гайковерта. Толкатель выполнен в виде кольцевой камеры, в которой размещен упругий элемент 7. На корпусе гайковерта установлен пневматический датчик 8.

При завинчивании гайки подпружиненный конец щупа контактирует с торцом резьбового стержня. Другой конец под действием сжатого воздуха охватывается в кольцевой камере упругим элементом толкателя. По мере затяжки гайки резьбовой стержень удлиняется, перемещая щуп и толкатель. При предельном удлинении δ_6 , соответствующем расчетному значению силы затяжки Q , толкатель воздействует на датчик, по сигналу которого гайковерт отключается.

Для определения удлинения болта δ_6 используется формула:

$$\Delta_6 = Q\lambda_6,$$

где λ_6 – общая податливость болта (шпильки).

Вычисление λ_6 производится по зависимости, полученной Н. А. Дроздовым и Л. А. Григорьевым:

$$\lambda_6 = \frac{l_0}{EF_0} + \frac{l_p}{EF_p} + \frac{H\alpha}{EF_p},$$

где l_0 – длина гладкого участка болта (шпильки); l_p – длина резьбового участка болта между гайкой и гладким участком; F_0 и F_p – соответствующие площади поперечных сечений указанных участков; H – высота гайки; E – модуль упругости материала болта; α – коэффициент полноты эпюры, который характеризует так называемую глубину ввинчивания гайки.

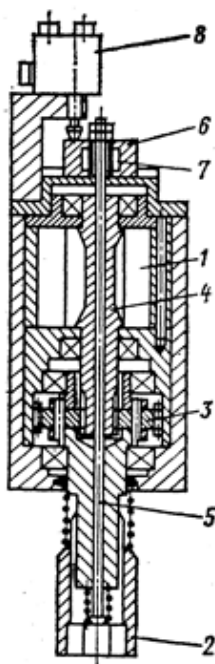


Рис. 2.14. Конструкция гайковерта с контрольным устройством

В случае, если контроль затяжки РС осуществляется по углу поворота гайки, необходимые расчеты производятся по соотношению

$$\varphi_d = \frac{2\pi QL}{S} \left(\frac{1}{E_b F_b} + \frac{1}{E_d F_d} \right),$$

где φ_d – допустимый угол поворота гайки в радианах при окончательной дотяжке РС; Q – расчетное усилие затяжки; L – длина болта (шпильки) между опорными поверхностями; S – шаг резьбы; E_b и E_d – модули упругости материалов болта и скрепляемых деталей; F_b – площадь поперечного сечения резьбового участка болта; F_d – площадь поперечного сечения условного цилиндра скрепляемых деталей.

Указанный способ контроля применяется при использовании механизированного инструмента и многошпиндельных установок с поэтапной затяжкой (предварительное завинчивание гаек до получения в РС начального усилия – так называемой нулевой точки отсчета; окончательная дотяжка по расчетному углу поворота гайки).

Анализ рабочего процесса и параметры ударного резьбосвинчивающего оборудования

Принцип действия рабочих органов рассматриваемого оборудования базируется на ряде последовательных ударно-вращательных импульсов, которые преобразуют непрерывное вращательное движение от двигателя (электрического, пневматического, гидравлического) в периодические тангенциальные удары по шпинделю с насаженными на него ключом или патроном. Под действием этих импульсов осуществляется эффективная разборка и сборка РС с диаметром более 12 мм и максимальным крутящим моментом свинчивания на шпинделе до 1500 Н·м при точности затяжки $\gamma = 0,20 \dots 0,25$.

Анализируемые рабочие органы отличаются отсутствием реактивного момента и значительно меньшей массой, приходящейся на единицу крутящего момента. Конструктивно они выполняются как правого вращения, так и реверсивными. В зависимости от величины энергии единичных ударов по шпинделю и их частоты рабочие органы подразделяются на частоударные (20 – 40 ударов в секунду) и редкоударные (1 – 3 удара в секунду). Частоударные рабочие органы позволяют произвести затяжку РС 110 – 200 ударами небольшой мощности переменной величины, редкоударные – 6 – 10 ударами большой и стабильной мощности.

Наибольшее распространение получили частоударные гайковерты с винтовым перемещением бойка (ударника). Они имеют электрический или пневматический приводы. На рисунке 2.15 показан общий вид такого гайковерта с пневматическим реверсивным двигателем, а на рис. 2.16 – конструкция ударного механизма.

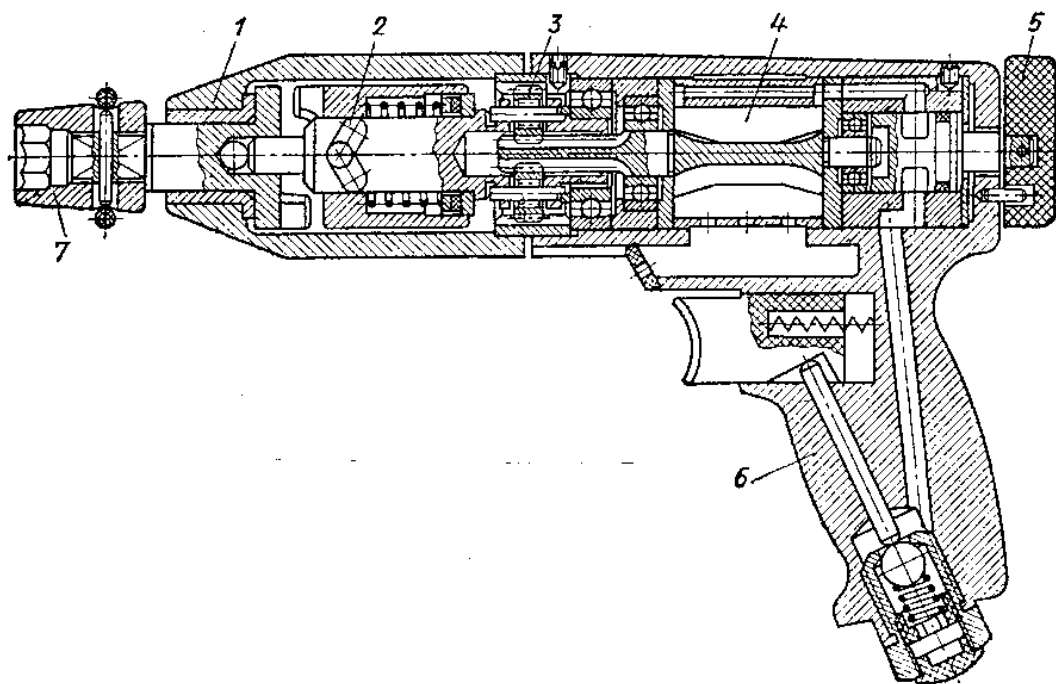


Рис. 2.15. Пневматический частоударный гайковерт:

1 – корпус; 2 – ударный механизм; 3 – планетарный редуктор; 4 – пневмодвигатель;
5 – переключатель реверса; 6 – рукоятка; 7 – ключевая насадка

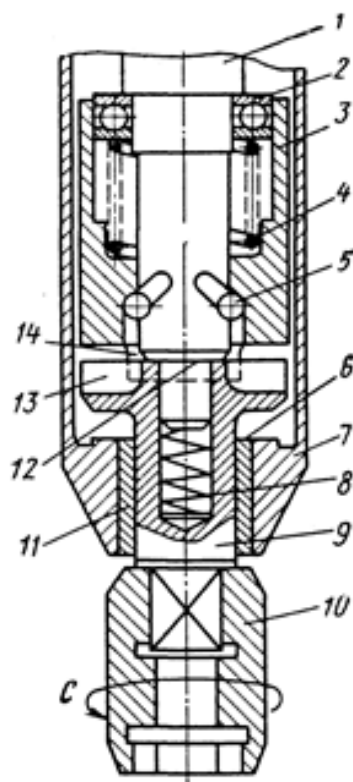


Рис. 2.16. Ударный механизм с винтовым перемещением бойка:

1 – вал; 2 – упорный подшипник; 3 – боек; 4 – рабочая пружина; 5 – шарики;
6 – нижний упорный торец; 7 – корпус рабочего органа; 8 – возвратная пружина;
9 – наковальня; 10 – сменная насадка; 11 – подшипник скольжения;
12 – верхний упорный торец; 13 – кулачки наковальни; 14 – кулачки бойка

Рассмотрим работу ударного механизма. При установке сменной насадки на свинчиваемый элемент РС (гайка, шпилька) оператор сообщает рабочему органу осевое перемещение. В результате этого преодолевается сопротивление возвратной пружины 8, и боек 3, посаженный на приводной вал 1, своими кулачками 14 сцепляется с кулачками 13 наковальни 9, которая выполнена заодно со шпинделем. Рабочая пружина сжатия 4, установленная между упорным подшипником 2 и бойком 3, кинематически замыкает последний с валом 1 с помощью двух шариков 5, которые расположены в V-образных спиральных канавках вала и бойка. Шарик допускает винтовое перемещение бойка относительно вала (при преодолении сопротивления пружины 4) по одной из ветвей V-образных канавок в зависимости от направления вращения. В исходном положении бойка шарик находится в верхних частях канавок.

При включении двигателя боек и наковальня вращаются как единое целое по стрелке С (правая резьба) и передают на шпиндель крутящий момент от вала 1. Как только момент сопротивления в резьбовой паре превысит момент, создаваемый силой сжатия пружины 4 и сопротивлением перемещению шариков по канавкам, угловая скорость наковальни и бойка снижается, а вал 1 продолжает вращаться с прежней угловой скоростью. В этот момент шарик 5 начинает перекашиваться по канавкам, создавая динамическое осевое перемещение бойка относительно вала (отскок от наковальни). При этом кулачки 13 и 14 расцепляются, а пружина 4 дополнительно сжимается.

Вращение наковальни и шпинделя прекращается, а боек вновь приобретает угловую скорость вала. Под действием сжатой пружины 4 бойку сообщается ускоренное винтовое движение в обратном направлении и его кулачки наносят крутящий удар по кулачкам наковальни. При этом кинетическая энергия бойка передается наковальне и через сменную насадку на свинчиваемый элемент РС. Далее описанный процесс периодически повторяется.

Как известно, в качестве главного параметра резьбосвинчивающего оборудования безударного действия принимается крутящий момент свинчивания на шпинделе. Однако при расчете рабочих органов ударного действия этого параметра недостаточно для обоснования их технико-эксплуатационных показателей. Возникает потребность в дополнительном параметре, который бы позволил оценивать энергетический баланс рабочих органов по упругим и диссипативным характеристикам составных элементов в условиях динамического нагружения. Таким параметром является энергия единичного удара. Он легко измеряется в производственных условиях, а его составляющая – ударная мощность (произведение энергии удара на число ударов в единицу времени) позволяет производить объективную оценку производительности рассматриваемых рабочих органов.

Методика расчета частоударных резьбовсвинчивающих рабочих органов разработана М. Л. Гельфандом, Е. И. Ривиным, Е. С. Дольником, Я. И. Ципенюком, О. К. Кузнецовым.

Полагая, что в рабочем органе происходит неупругий удар за единичный импульс, его энергию можно определить по следующему соотношению:

$$A_e = \frac{\omega_6^2 I_6^2 k_3}{2(I_6 + I_H)},$$

где ω_6 – угловая скорость бойка до удара; I_6, I_H – моменты инерции соответственно бойка и наковальни; k_3 – коэффициент, учитывающий потери энергии, обусловленные наличием зазоров в динамической системе ($k_3 = 0,9^m$, где m – число зазоров).

При затяжке болтового соединения в каждом цикле энергия A_e расходуется на поворот гайки по виткам резьбы, вызывающий повышение осевого усилия в крепежной детали, а также на упругое закручивание шпинделя, резьбового стержня и стягиваемых деталей. Распределение энергии между элементами системы «рабочий орган–резьбовое соединение» зависит от соотношения между моментами трения соответственно в резьбе M_p и на торце гайки M_T . Преобладающим на практике и менее выгодным в энергетическом отношении является случай, когда $M_p > M_T$. Анализ напряженного состояния элементов системы в этом случае, выполненный В. М. Искрицким и Е. Г. Водолазской, показывает, что при i -м ударе крутящий момент затяжки на гайке увеличивается от момента M_{i-1} , достигнутого в предыдущем ударном цикле, до момента M_i ; нагрузка на шпинделе возрастает от 0 до M_i , на резьбовой стержень – от момента $M_{T(i-1)}$ трения на торце в предыдущем ударе до момента M_{pi} в резьбе при текущем ударе, на детали стыка – от момента $M_{T(i-1)}$ до M_{Ti} .

На основании исследований, проведенных во ВНИИСМИ, установлено, что значения квадратов моментов затяжки в каждом ударном цикле возрастают на величину, изменяющуюся по закону убывающей геометрической прогрессии. Суммируя члены прогрессии, можно получить следующее аналитическое выражение для определения текущего момента затяжки:

$$M_i = \sqrt{2A_e C_{np} [1 - (1 - \varepsilon)^i]},$$

где i – номер удара; C_{np} – приведенная жесткость динамической системы; ε – безразмерный структурный коэффициент ($\varepsilon = 0,02 \dots 0,04$; бóльшие значения соответствуют менее податливым РС с повышенными коэффициентами трения в резьбе и по торцу гайки).

При большом числе ударов в процессе затяжки единичного РС, что характерно для частоударных рабочих органов, момент M_i становится соизмеримым с так называемым предельным максимальным моментом свинчивания M_{np} :

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{2A_{e \max} C_{\text{пр}}},$$

где $A_{e \max}$ – максимальное значение энергии удара в цикле затяжки РС. Параметр $C_{\text{пр}}$ определяется по формуле

$$C_{\text{пр}} = \frac{C_1 - C_2}{C_1 C_2},$$

здесь C_1 и C_2 – крутильные жесткости элементов рабочего органа и РС в начале и конце ударного цикла.

Для вычисления C_1 и C_2 используются соотношения:

$$\frac{1}{C_1} = \left(\frac{1}{C_6} + \frac{1}{C_6} \right) k_T^2;$$

$$\frac{1}{C_2} = \frac{1}{C_{\text{ш}}} + \frac{1}{C_6} k_p^2 + \frac{1}{C_d} k_T^2,$$

где $k_T = \frac{D_T \mu}{d \operatorname{tg}(\beta + \rho) + D_T \mu}$; $k_p = \frac{d \operatorname{tg}(\beta + \rho)}{d \operatorname{tg}(\beta + \rho) + D_T \mu}$; C_6 ; C_d ; $C_{\text{ш}}$ – крутильные жесткости соответственно резьбового стержня, деталей стыка, шпинделя; d – средний диаметр резьбы; D_T – средний диаметр трения на опорной поверхности гайки; β – угол подъема винтовой линии; ρ – угол трения в резьбе; μ – коэффициент трения на торце гайки.

Во многих случаях величиной $\frac{1}{C_d}$ в соотношениях можно пренебречь ввиду ее малости.

Для определения крутильных жесткостей упругих элементов динамической системы используется известная формула

$$C = \frac{GI_p}{I_0},$$

где G – модуль упругости 2-го рода; I_p – полярный момент инерции упругого элемента (для круглого сечения $I_p = 0,1d_0^4$; d_0 – диаметр упругого элемента); l_0 – длина упругого элемента.

Если упругий элемент ступенчатый и состоит, например, из n ступеней, то его суммарная крутильная жесткость C_{Σ} находится таким образом:

$$\frac{1}{C_{\Sigma}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \dots + \frac{1}{C_n}, \quad (2.15)$$

где C_i ($i = 1, 2, \dots, n$) – крутильная жесткость i -й ступени, вычисляемая по формуле (2.15).

При определении крутильной жесткости резьбовой части болта (шпильки) расчетным является внутренний диаметр резьбы, а при определении расчетной длины учитывается половина длины свинчивания.

Ряд важных выводов получен на основании результатов экспериментальных исследований частоударных рабочих органов.

Так, крутильная жесткость C_k кулачков бойка и наковальни должна в 15 раз превышать крутильную жесткость резьбового стержня C_b . Например, при затяжке болтовых соединений диаметром М18 $C_k = 10^4$ Н·м.

Для устранения дополнительных ударных воздействий бойка через шарики на вал осевую длину винтовых V-образных канавок на бойке и на вале следует задавать одинаковой.

Средний ресурс частоударных рабочих органов составляет $R = (1,5...2,0) \cdot 10^5$ ударных циклов.

С увеличением жесткости и прочности материала соединяемых деталей предельный момент свинчивания увеличивается, а время свинчивания сокращается.

Вероятность проворачивания болта в отверстии в процессе свинчивания ударными рабочими органами значительно меньше, чем при использовании безударных рабочих органов.

Основным недостатком частоударных рабочих органов являются значительные потери накопленной ротором кинетической энергии. А. С. Зенкин и другие установили, что по мере увеличения порядковых номеров ударов вращающегося ротора от 1 до 5 коэффициент передачи кинетической энергии уменьшается от 0,65 до 0,30.

Отдельную группу составляют частоударные рабочие органы с пневматическим приводом и ударным механизмом, в котором осуществляется кинематическое зацепление бойка и наковальни (рис. 2.17).

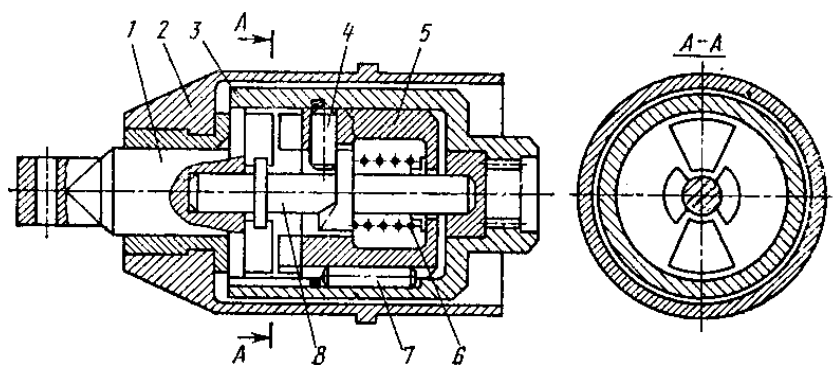


Рис. 2.17. Ударный механизм с кинематическим зацеплением бойка и наковальни:

- 1 – шпindelь и наковальня; 2 – корпус; 3 – приводной стакан; 4 – палец; 5 – боек;
6 – возвратная пружина; 7 – ролик; 8 – синхронизатор

Ударный механизм состоит из наковальни 1 с торцовыми кулачками, которая выполнена за одно целое со шпинделем; жестко соединенного с наковальней синхронизатора 8 в виде валика с кулачковым винтовым выступом (синхронизирующим элементом); бойка 5 с торцовыми кулачками, имеющего упругую связь с синхронизатором с помощью возвратной пружины сжатия 6; приводного стакана 3, связанного с ротором пневмодвигателя шлицевым соединением. Приводной стакан и боек образуют поступательную пару. Они соединены между собой с помощью трех роликов 7, что обеспечивает осевое перемещение бойка в стакане и их совместное вращение. В бойке установлен радиальный подпружиненный палец-поводок 4, который контактирует с синхронизирующим элементом. В результате этого между бойком и синхронизатором образуется кулачковая пара. Синхронизирующий элемент благодаря специальным выступам обеспечивает точный ввод кулачков бойка в зацепление с кулачками наковальни, исключая кромочные удары (сечение А-А).

При включении пневмодвигателя происходит совместное вращение приводного стакана и бойка. В этот момент боек, преодолевая сопротивление возвратной пружины, посылается вперед кулачком синхронизатора и входит в кинематическое зацепление с наковальней. После этого начинается совместное вращение бойка и наковальни и свободное свинчивание РС. При определенном крутящем моменте свинчивания вращение шпинделя, синхронизатора, бойка и стакана прекращается. Палец-поводок под действием возвратной пружины начинает обкатываться по винтовому выступу синхронизатора, выводя боек из зацепления с наковальней в исходное положение. После этого угловая скорость приводного стакана и бойка начинает нарастать, что сопровождается накоплением кинетической энергии. Затем синхронизирующий элемент вновь посылает боек навстречу наковальне и в дальнейшем ударный процесс свинчивания продолжается периодически. Окончание процесса контролируется сигнальным блоком.

Редкоударные рабочие органы принципиально отличаются от частоударных, что обусловлено различными конструктивными схемами ударных механизмов, особенностями процесса свинчивания, характером изменения основных параметров. Они имеют бóльшую энергоемкость (в 10 и более раз), меньшую массу (на 20...40%), требуют привод меньшей мощности (на 15...35%) и характеризуются более высоким КПД процесса (в 2 – 5 раз).

В связи с большими промежутками времени между ударами рассматриваемые рабочие органы генерируют низкочастотные импульсы, поэтому их относят к вибробезопасным и малозумным. Высокая энергия единичного удара позволяет свинчивать РС большого диаметра, снижать энергоемкость этого процесса, осуществлять контроль усилий в крепежных деталях.

Общим конструктивным признаком, присущим редкоударным рабочим органам с электрическим и пневматическим приводом, является наличие, как правило, составного бойка, одна из ведомых частей которого тем или иным способом зацепляется с наковальней, и синхронизирующих элементов.

Конструкция ударного механизма редкоударного рабочего органа представлена на рис. 2.18.

Ударный механизм включает корпус 15, приводной вал 13, центробежные грузы 12 в виде роликов со сферическими торцами, ведущую часть бойка 3, наружную 4 и внутреннюю 5 ведомые части бойка, наковальню 7, выполненную заодно со шпинделем 8. Приводной вал кинематически связан с ведущей частью бойка посредством фрикционной муфты 1, которая ограничивает крутящий момент приводного двигателя. Центробежные грузы (ролики) размещены в пазах наружной ведомой части бойка и контактируют торцами с коническими поверхностями на ведущей и внутренней ведомых частях бойка. Ведущая и наружная ведомая части бойка имеют между собой упругую связь с помощью силовой пружины 14 и жесткую связь с помощью шпонок 2, позволяющих им совершать относительные осевые перемещения и совместное вращение.

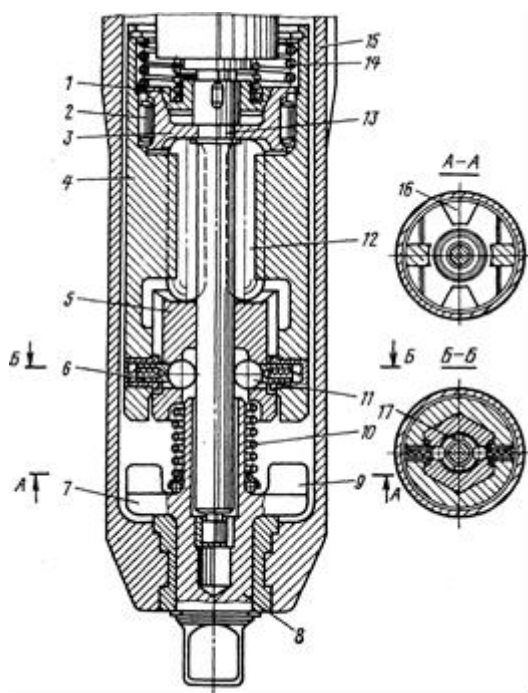


Рис. 2.18. Ударный механизм редкоударного рабочего органа:

- 1 – муфта; 2 – шпонка; 3 – ведущая часть бойка; 4 – наружная ведомая часть бойка;
 5 – внутренняя ведомая часть бойка; 6 – пружина фиксатора; 7 – наковальня; 8 – шпиндель;
 9 – рабочие кулачки наковальни; 10 – возвратная пружина; 11 – шарик фиксатора; 12 – центробежные грузы; 13 – приводной вал; 14 – силовая пружина; 15 – корпус ударного механизма;
 16 – рабочие кулачки ведомой части бойка; 17 – торцовый кулачок трубчатого элемента

Между внутренней и наружной ведомыми частями бойка, контактирующими друг с другом по шестигранной направляющей поверхности (сечение *Б-Б*), установлены пружины *б* и шарики *11* фиксаторов. Это позволяет им совместно вращаться и при наличии определенной осевой силы смещаться друг относительно друга. На наковальне и внутренней ведомой части бойка, связанных между собой возвратной пружиной сжатия *10*, имеются рабочие торцовые кулачки *9* и *16*, которые ориентированы друг относительно друга (сечение *А-А*). Возвратная пружина установлена на трубчатом элементе, имеющем торцовые кулачки *17* и выполненном заодно с наковальней.

Взаимодействие элементов ударного механизма в процессе работы можно разделить на четыре этапа.

На первом этапе после включения двигателя происходит разгон бойка. Ролики находятся под действием центробежных сил, которые еще не достигают величины, достаточной для их смещения к периферии.

На втором этапе угловая скорость вращающихся частей ударного механизма достигает заданного значения. Ролики смещаются в радиальном направлении, взаимодействуя при этом с коническими поверхностями ведущей и внутренней ведомой частей бойка. В результате обе ведомые части бойка, будучи связанными фиксаторами, перемещаются в осевом направлении в сторону наковальни, растягивая силовую и сжимая возвратную пружины. Это продолжается до тех пор, пока шарики фиксаторов не начнут взаимодействовать с торцовыми кулачками трубчатого элемента. В этот момент нарушается жесткая осевая связь между ведомыми частями бойка.

На третьем этапе наружная ведомая часть бойка под действием силовой пружины движется в обратном направлении, а освобожденная внутренняя ведомая часть под действием роликов «выстреливается» в сторону наковальни. При зацеплении рабочих кулачков бойка с рабочими кулачками наковальни происходит крутящий удар, при котором накопленная кинетическая энергия вращающихся масс передается в РС. При этом боек полностью затормаживается.

На четвертом этапе при отсутствии центробежных сил ролики смещаются к оси вращения, а ведомые части бойка под действием силовой и возвратной пружин занимают исходное положение.

Далее ударный цикл повторяется.

Методика расчета параметров рассмотренных редкоударных рабочих органов разработана Б. Г. Гольдштейном, М. Л. Гельфандом, Я. И. Ципенюком, П. В. Добросельским, Ю. Н. Никитиным.

В качестве исходных данных используются стандартные параметрические ряды предпочтительных значений энергии удара (от 6,3 до 160,0 Дж), числа ударов в 2 с (от 1 до 4), массы рабочих органов (от 3 до 17 кг), диаметров свинчиваемых РС (от 10 до 52 мм).

Энергия удара подсчитывается по формуле

$$A_e = \frac{\omega_6^2 I_6 \eta_y}{2 \left(1 + \frac{1}{\nu} \right)}, \quad (2.16)$$

где ω_6 – угловая скорость бойка перед ударом; I_6 – приведенный момент инерции бойка (сумма моментов инерции ведущей и ведомых частей бойка и центробежных грузов); η_y – коэффициент передачи удара (принимают $\eta_y = 0,70 \dots 0,75$); $\nu = I_6 / I_n$ – отношение моментов инерции бойка и наковальни.

Значения I_6 и I_n выбираются по конструктивным соображениям с учетом массы и габаритных размеров ударного механизма. В целях обеспечения наибольшей эффективности рабочего органа I_6 выбирается максимально возможным, а I_n – минимально возможным.

Задаваясь величиной A_e из параметрического ряда, по формуле (2.16) определяют угловую скорость ω_6 .

Мощность приводного двигателя находят из соотношения

$$N = A_e n_y \eta_{пр},$$

где n_y – частота ударов; $\eta_{пр}$ – КПД привода (произведение КПД элементов, входящих в систему привода).

После определения передаточного числа привода i_p (по известной частоте вращения двигателя и бойка) вычисляют момент на муфте:

$$M_m = 9,75 \frac{N}{n_{дв}} i_p,$$

где M_m – момент на муфте, Н·м; N – мощность двигателя, Вт; $n_{дв}$ – частота вращения двигателя, мин⁻¹.

Затем по конструктивным соображениям определяют жесткость и величину предварительного поджатия возвратной пружины.

Массу центробежных грузов устанавливают по следующей приближенной зависимости:

$$m_{ц} = \frac{S}{rK} \left(\frac{2m_1}{\alpha^2} - \frac{C}{2\omega_6^2} \right),$$

где S – осевое перемещение бойка на третьем этапе, при котором его внутренняя ведомая часть перемещается к наковальне на величину, обеспечивающую зацепление рабочих кулачков по полной высоте; r – расстояние от оси вращения рабочего органа до центра тяжести центробежного груза; α – угол поворота бойка, при котором происходит его осевое перемещение на величину S (угол захода кулачков бойка в зацепление с кулачками наковальни); K – тангенс угла наклона конических поверхностей бойка; m_1 – масса внутренней ведомой части бойка; C – жесткость возвратной пружины.

Исходя из усилия, развиваемого центробежными грузами, а также из конструктивных соображений, определяют жесткость и величину предварительного поджатия силовой пружины.

Длительность удара бойка по наковальне на третьем этапе работы ударного механизма определяется из соотношения

$$t_{\text{б}} = \pi \sqrt{I_{\text{б}} I_{\text{н}} / C_{\text{к}} (I_{\text{б}} + I_{\text{н}})},$$

где $I_{\text{б}}$ и $I_{\text{н}}$ – соответственно приведенный момент инерции бойка и момент инерции наковальни; $C_{\text{к}}$ – крутильная жесткость кулачков бойка и наковальни.

Суммарное время всех четырех этапов должно быть равно или меньше времени рабочего цикла, установленного по заданной частоте ударов. При несоблюдении этого условия корректируются характеристики отдельных элементов ударного механизма (жесткости пружин, величина их предварительного поджатия, масса составных частей бойка, центробежных грузов и др.).

При заданном значении крутящего момента затяжки $M_{\text{зат}}$ необходимое число ударов рабочего органа по крепежной детали найдется следующим образом:

$$i = \frac{\ln \left(1 - \frac{(M_{\text{зат}})^2}{2A_{e \text{ ср}} C_{\text{пр}}} \right)}{\ln(1 - \varepsilon)},$$

где $A_{e \text{ ср}}$ – среднее значение энергии удара в цикле затяжки РС; $C_{\text{пр}}$ – приведенная жесткость динамической системы; ε – безразмерный коэффициент.

Ресурс R редкоударных рабочих органов лимитируется в основном крутильной жесткостью рабочих кулачков. При жестких кулачках, выполненных за одно целое с бойком и наковальней, $R = (1,0 \dots 1,5) \cdot 10^4$ ударных циклов. Если же кулачки выполняются отдельно от бойка и наковальни с возможностью их относительного перемещения, то $R = (8,0 \dots 9,0) \cdot 10^4$ ударных циклов.

2.5. МОЙКА И ОЧИСТКА МАШИН И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

2.5.1. РАСЧЕТ МОЙКИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Расчет гидрантов

Струйные моечные установки могут иметь одну или две моющие рамки. Имеются конструкции, в которых, кроме того, предусмотрены рамки смачивания и ополаскивания или только рамка ополаскивания.

Качественная мойка на струйных установках должна обеспечивать минимальную толщину пограничного слоя, не большую, чем средняя величина частиц загрязнений. Ориентировочно, толщина пограничного слоя [18 – 20]:

$$S = 0,346 \sqrt{\frac{\nu X}{\varphi \sqrt{196 P_{н.м} g}}}, \quad (2.17)$$

где ν – кинематическая вязкость воды, м/с (при $t = 20$ °С $\nu = 10^{-6}$ м²/с); X – среднее расстояние от насадков до омываемой поверхности; φ – коэффициент скорости, зависящий от профиля сопла насадка (см. табл. 2.8); $g = 9,81$ м/с² – ускорение силы тяжести; $P_{н.м}$ – давление воды в моющих рамках, МПа.

Так как диаметр частиц загрязнений для легковых автомобилей – $(10...30) \cdot 10^{-6}$ м, а для грузовых и автобусов – $(25...300) \cdot 10^{-6}$ м, то необходимое давление в моющих рамках из выражения (2.17) определим по формуле

$$P_{н.м} = \frac{0,0144 \nu^2 X^2}{196 \varphi^2 g D^4}.$$

Среднее расстояние от насадков до омываемой поверхности определяется в соответствии со схемой свободного истечения струи (рис. 2.19). Струя в воздушной среде постепенно теряет структуру и ударную силу. Выделяют четыре участка течения струи:

I – компактный, длина его равна примерно $5d_n$. Скорость жидкости примерно равна скорости в насадке;

II – участок перехода длиной до $100d_n$. Здесь начинается торможение струи за счет трения воды о воздух. Скорость воды в центре струи примерно равна скорости в насадке. Диаметр поперечного сечения струи на расстоянии $100d_n$ составляет примерно $4d_n$.

III – участок установившегося потока. Здесь происходит расширение струи и ее аэрация. Длина участка $(100...450)d_n$, а угол при вершине расширяющегося конуса струи составляет около 10° ;

IV – участок разрушения струи. Скорость струи падает до $0,3...0,5$ м/с и она распадается.

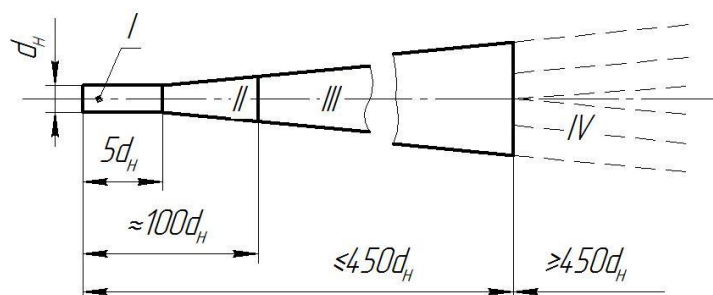


Рис. 2.19. Схема свободного истечения струи

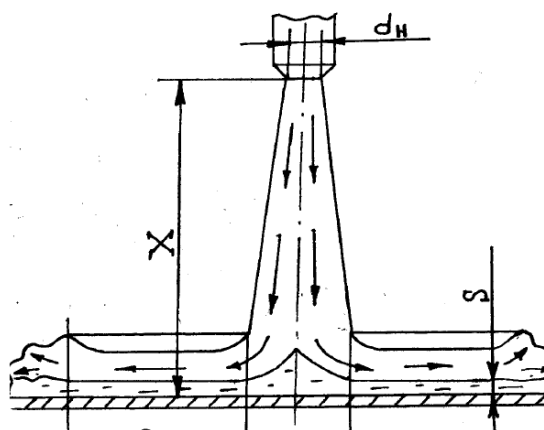


Рис. 2.20. Основные параметры струи:

d_H – диаметр отверстия насадка; X – расстояние до омываемой поверхности;

S – толщина пограничного слоя; R_6 – радиус действия касательных сил;

D – диаметр основания конуса струи

Третий участок струи является рабочим в струйных и струйно-щеточных установках. В таком случае (см. рис. 2.20):

$$X = (100 \dots 459) d_H,$$

где d_H – диаметр отверстия насадка, м.

Диаметр насадков на практике выполняют в пределах $(3,5 \dots 8,0) \cdot 10^{-3}$ м, так как при меньшем диаметре насадки быстро засоряются. Кроме того, тонкая струя обладает малой устойчивостью при полете в воздухе и быстро распадается. Лучшая форма насадков – конoidalная. Но из-за сложности их изготовления чаще используют конические или цилиндрические насадки (табл. 2.8).

Определим скорость истечения воды из моющих рамок и рамок смачивания, ополаскивания и из консолей для подвода жидкости к щеткам по формулам соответственно:

$$V_{ХМР} = \varphi \sqrt{(196gP_{н.м})};$$

$$V_{ХСС} = \varphi \sqrt{(196gP_{н.с})}.$$

Давление воды $P_{н.с}$ во вспомогательных рамках не превышает, как правило, 0,25...0,50 МПа, и расход через них невелик. Для подачи воды к моющим рамкам используются насосы с давлением до 5,0 МПа, а скорость жидкости на выходе из насадка может достигать 30...90 м/с.

Проверим условие удаления загрязнений:

$$P_X \geq F_m, \quad (2.18)$$

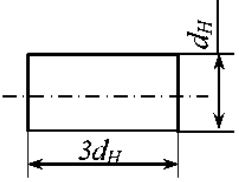
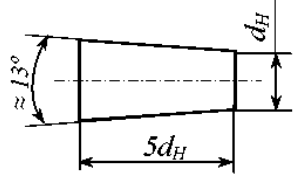
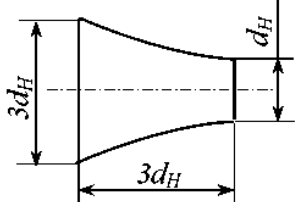
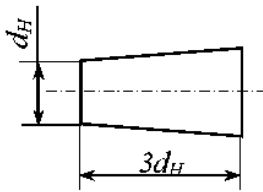
где P_X – гидродинамическое давление на расстоянии X от насадка; F_m – максимальная сила сцепления между частицами загрязнения и поверхностью.

Гидродинамическое давление на расстоянии X от насадка:

$$P_X \geq \rho_X V_{Xм.р}^2 \sin \alpha, \text{ Н/м},$$

где ρ_X – средняя плотность жидкости на расстоянии X от насадка; α – угол между струей и омываемой поверхностью, $\alpha = 90^\circ$.

2.8. Параметры насадков

Тип насадки	Профиль сопла	Коэффициент расхода μ	Коэффициент скорости φ
Цилиндрический		0,82	0,82
Конический		0,940	0,963
Коноидальный		0,980	0,980
Конический расходящийся		0,450	0,775

Средняя плотность жидкости на расстоянии X от насадка

$$\rho_X = \frac{\rho_H}{k}, \text{ кг/м}^3,$$

где k – коэффициент аэрации; $\rho_H = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность жидкости на выходе из насадка:

$$k = \frac{F_X}{F_H},$$

где F_X – площадь сечения струи в момент ее соприкосновения с омываемой поверхностью;
 F_H – площадь отверстия насадка,

$$F_H = \frac{\pi d_H^2}{4}, \text{ м}^2.$$

Площадь сечения струи в момент ее соприкосновения с омываемой поверхностью определяется по формуле

$$F_H = \frac{\pi(0,174 \cdot X - 13,4d_H)^2}{4}.$$

Находим максимальную силу сцепления между частицами загрязнения и поверхностью:

$$F_m = \frac{\pi\sigma}{2D} \left(\frac{1}{W} - 1 \right), \text{ Н/м},$$

где σ – поверхностное натяжение воды, Н/м (для чистой воды $\sigma = 0,073 \text{ Н/м}$); D – диаметр частиц загрязнений (для легковых автомобилей – $(10...30) \cdot 10^{-6} \text{ м}$, а для грузовых и автобусов – $(25...300) \cdot 10^{-6} \text{ м}$. Для практических расчетов можно принимать $D = (20...80) \cdot 10^{-6} \text{ м}$; $W = 0,2$ – влажность загрязнений при условии постоянного смачивания.

Поверхностное натяжение можно снизить применением подогретой воды или СМС. Например, СМС «Прогресс» уменьшает поверхностное натяжение до $\sigma = 0,034 \text{ Н/м}$.

Проверяем условие (2.18). Если оно не выполняется, то для обеспечения выполнения условия удаления загрязнений можно предусмотреть следующие мероприятия:

– уменьшить расстояние X от насадков до омываемой поверхности с тем, чтобы увеличить плотность аэрированной жидкости, а, следовательно, и гидродинамическое давление;

– увеличить средний диаметр частиц загрязнений до $200 \cdot 10^{-6} \text{ м}$, ухудшив тем самым в допустимых пределах качество струйной мойки;

– уменьшить поверхностное натяжение моющей жидкости за счет ее подогрева и применения моющих средств.

После выполнения условия продолжаем расчет.

В момент встречи струи с поверхностью образуется зона, в которой возникают нормальные и касательные силы. Наиболее активное разрушение загрязнений производится касательными силами в зоне радиусом R . Размер зоны действия касательных сил:

$$R_G = d_H 0,56 \left(\sqrt{196 P_H} \frac{d_H}{v} \right)^{0,4} \left(\frac{V_H^2}{S} \right)^{0,02} \left(\frac{X}{d_H} \right)^{0,03}, \text{ м.}$$

Зоной действия касательных сил и ограничивается зона очистки гидравлическими струями. Далее жидкость произвольными потоками стекает с поверхности.

Необходимо стремиться, чтобы очищаемая поверхность одновременно или последовательно попала в зону, ограниченную радиусом R_G . Перекрытие площадей соседних зон должно быть в пределах $(0,25 \dots 0,30) D_M^*$.

Диаметр моющей зоны

$$D^* = 2R_G + D, \text{ м,}$$

где $D = 0,174 X - 13,4 d_H$, м.

Окончательное значение диаметра моющей зоны с учетом перекрытия $[18 - 20]$

$$D_M = D_M (1 - k), \text{ м,}$$

где $k = 0,25 \dots 0,30$ – коэффициент перекрытия моющей зоны

Определим количество распылителей.

Так как ТС моется струями снизу, то длина моющей рамки равна ширине ТС – $L_{м.р}$, м. Высота консолей для подачи воды к вертикальным ротационным щеткам равна максимальной высоте ТС – H_k , м, и длина горизонтальной консоли также ширине ТС – L_k , м.

Рамки смачивания и ополаскивания состоят из двух симметричных половин. Периметр ополаскиваемой поверхности P_0 равен периметру поперечного сечения автомобиля:

$$P_0 = 2H_k + 2L_k, \text{ м.}$$

Длина рамки смачивания определится выражением

$$P_{см} = 2H_k + L_k, \text{ м.}$$

Количество насадков в моющей рамке

$$n_M = \frac{L_{M,p}}{D_M}.$$

Округляем количество насадков моющей рамки в большую сторону.

Число распылителей в вертикальной консоли

$$n_M = \frac{H_K}{D_M}.$$

Округляем число распылителей в вертикальной и горизонтальной консолях в большую сторону.

Число распылителей в рамке смачивания равно

$$n_{CM} = \frac{P_{CM}}{D_M}.$$

Число распылителей в рамке ополаскивания равно

$$n_0 = \frac{P_0}{D_M}.$$

Определяем расход жидкости через насадки (подача насосов)

$$Q = fn\mu \frac{\pi d_H^2}{4} \sqrt{196gP_H},$$

где n – число насадков; μ – коэффициент расхода; f – коэффициент запаса расхода ($f = 1, 2$); d_H – диаметр сопла насадка, м.

В таком случае расход жидкости через моющую рамку:

$$Q_{M,p} = fn_M\mu \frac{\pi d_H^2}{4} \sqrt{196gP_{H.M}}, \text{ м}^3/\text{с};$$

– через рамку смачивания

$$Q_{CM} = fn_{CM}\mu \frac{\pi d_H^2}{4} \sqrt{196gP_{H.C}}, \text{ м}^3/\text{с};$$

– через рамку ополаскивания

$$Q_{CM} = fn_0\mu \frac{\pi d_H^2}{4} \sqrt{196gP_{H.C}}, \text{ м}^3/\text{с};$$

- через вертикальную консоль

$$Q_K = f n_K \mu \frac{\pi d_H^2}{4} \sqrt{196 g P_{H.C}}, \text{ м}^3/\text{с};$$

- через горизонтальную консоль

$$Q_K^Г = f n_K^Г \mu \frac{\pi d_H^2}{4} \sqrt{196 g P_{H.C}}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Общий расход воды

$$Q = 2Q_K + Q_0 + Q_K^Г + Q_{CM} + Q_{M.P.}$$

Гидравлический расчет

Определим давление, которое должен развивать насос. Для подачи воды будем использовать один насос. По конструктивным соображениям вода будет подаваться одновременно в рамки смачивания и моющую рамку, затем в моющие консоли, а в конце мойки только в рамки ополаскивания, тогда расчет насоса произведем в наиболее нагруженном случае при работе рамки смачивания и моющей рамки. Гидравлическая схема приведена на рис. 2.21.

В схеме принято: $h_B = (1...3)$ м; $h_H = h_B + X + H_K$, м; $l_1 = 3$ м; $l_2 \geq 25$ м; $l_3 = l_4 = X + 0,5L_K$, м.

Диаметр трубопровода на участках 1 и 2 равен $d_1 = d_2 = d_{max}$, м, на остальных участках диаметр трубопровода равен 0,06 м. Значение длин и высот участков следует округлить до целых значений.

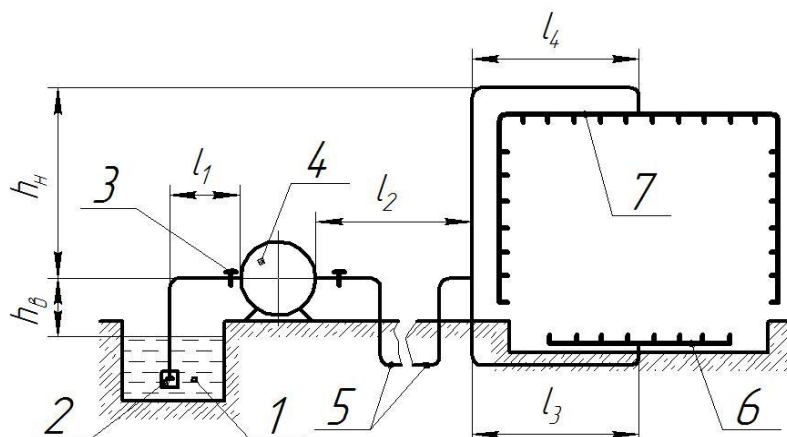


Рис. 2.21. Расчетная схема насосной установки:

1 – заборный колодец; 2 – сетка; 3 – задвижка; 4 – насос; 5 – трубопроводы;
6 – моющая рамка; 7 – рамка смачивания

Исходя из уравнения Бернулли, потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений при наличии одного транзитного расхода

$$\Delta P_i = \left(\sum \xi + \lambda_T \frac{l}{d} \right) \frac{16Q^2}{2\pi^2 d^4} \rho_H \cdot 10^{-6}, \quad (2.19)$$

где $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений по длине трубопровода на участке длиной l ; с диаметром трубы d ; λ_T – коэффициент потерь на трение.

Для водопроводных стальных труб

$$\lambda_T = 0,0125Q^{-0,125}.$$

При наличии путевого расхода

$$\Delta P = \left(\sum \xi + 0,33\lambda_T \frac{l}{d} \right) \frac{16Q^2}{2\pi^2 d^4} \rho_H \cdot 10^{-6}, \quad (2.20)$$

где $\sum \Delta P$ – суммарные потери давления в трубопроводах установки, МПа; $P_r = H_r \rho_H g \cdot 10^{-6}$ – геометрическое давление, МПа; H_r – геометрический напор, м.

Определим потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений на первом участке в соответствии со схемой (рис. 2.21) и формулой (2.19). На нем имеются местные сопротивления в виде сетки, всасывающего клапана, задвижки и одного колена. С достаточной для практических расчетов точностью можно считать, что для сетки $\xi = 9,7$, для всасывающего клапана – 7, для задвижки – 5,5, для колена – $\xi = 0,2$.

Определим потери давления на втором участке в соответствии с формулой (2.19), имеющем сопротивления в виде задвижки и четырех колен.

На третьем участке поток делится и расход будет различен, изменение расхода и напора в разных рамках одной гидросистемы достигается за счет применения нескольких насосов или специальных распределительных устройств.

В таком случае потери давления на третьем и четвертом участках, содержащих по три колена, составят соответственно ΔP_3 и ΔP_4 .

При поступлении потока в моющую рамку он раздваивается. Расход воды через половину моющей рамки и половину смачивающей рамки составит соответственно:

$$Q_{м.р}^* = 0,5 Q_{м.р}, \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_{см}^* = 0,5 Q_{см}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

При протекании воды по моющим рамке и рамке смачивания часть воды будет уходить через сопла, находящиеся на них. Такой расход называется путевым, причем в каждой половине рамки смачивания вода истекает через $0,5n_{\text{см}}$ насадков и из $0,5n_{\text{м}}$ насадков в каждой половине моющей рамки.

Коэффициент сопротивления насадка с коническим распылителем

$$\xi_{\text{н}} = \frac{1}{\varphi^2} - 1.$$

Местное сопротивление представлено одним коленом.

В соответствии с формулой (2.20) определяем соответственно потери давления в половине смачивающей рамки и половине моющей рамки $\Delta P_{\text{см}}$ и $\Delta P_{\text{м.р}}$.

Общие потери напора насоса на сопротивления

$$\sum \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + 2\Delta P_{\text{см}} + 2\Delta P_{\text{м.р}}, \text{ МПа.}$$

Преодолеваемое насосом установки геометрическое давление

$$P_{\Gamma} = (h_{\text{в}} + h_{\text{н}}) \rho_{\text{н}} g \cdot 10^{-6}, \text{ МПа.}$$

Давление насоса проектируемой установки [18 – 20]

$$P_{\text{сум}} = P_{\text{н.м}} + P_{\text{н.с}} + \sum \Delta P + P_{\Gamma}, \text{ МПа.}$$

Руководствуясь давлением $P_{\text{сум}}$ и расходом в режиме максимальной загрузки Q_{max} , по каталогу выбирают марку насоса. В общем случае Q_{max} равен сумме расходов через одновременно работающие рамки и консоли. Для приведенной гидравлической схемы при выбранном режиме работы Q_{max} составит

$$Q_{\text{max}} = Q_{\text{см}} + Q_{\text{м.р}}.$$

Выбираем многоступенчатый центробежный насос.

Мощность на привод насоса

$$N = \frac{Q_{\text{max}} P_{\text{сум}} \cdot 10^6}{102 \eta_{\text{н}} \eta_{\text{э}} g}, \text{ кВт,}$$

где $\eta_{\text{н}} = 0,7$ – КПД. насоса; $\eta_{\text{э}} = 0,87 \dots 0,92$ – КПД электродвигателя.

Для привода насоса выбираем двигатель.

Расчет основных конструктивных параметров щеток

Конструкции щеток моечных установок

Механическое воздействие на загрязненные поверхности с помощью щеток и, прежде всего ротационных, позволяет повысить качество мойки автомобилей.

Щетки выполняются с щетконосителем из отдельных элементов, изготавливаемых из алюминия или пластмасс с капроновыми нитями, реже – с конским волосом. Капроновые нити выбираются диаметром 0,5...0,8 мм, так как при меньшем диаметре нити могут перепутываться и сваливаться, а при большем – повреждать лакокрасочное покрытие. Диаметр щеток выбирается в пределах 1,0...1,5 м.

Иногда горизонтальные щетки выполняются собранными из элементов щетиноносителя разного диаметра, обычно увеличенного у крайних элементов, рассчитанных на охват закруглений кузовов легковых автомобилей или автобусов. Ниже рассмотрено несколько вариантов перспективных конструкций щеток.

Пневматическая ротационная щетка (рис. 2.22) состоит из вала 4, выполненного из трубы, на которой смонтирован каркас, состоящий из съемных фланцев 1, кольцевой пневмокамеры 3 с ниппелем, секции 2 из прорезиненной кордовой ткани 7 в виде охватывающей пневмокамеру покрышки-щетиноносителя. Нити на щетиноносителе крепятся в виде пучков 5 путем приклеивания синтетическим клеем к кордовой ткани.

При сборке щетки камера надевается на вал, на камеру надевают секцию с нитями и фиксируют ее на валу с помощью фланца. После этого в камеру подают сжатый воздух, обеспечивая щетиноносителю необходимую жесткость. Такая щетка вследствие деформации пневмокамеры обеспечивает плавный и мягкий контакт нитей с обрабатываемой поверхностью.

К недостаткам щетки следует отнести то, что при износе нитей какой-либо из частей щетинодержателя необходимо его заменять полностью.

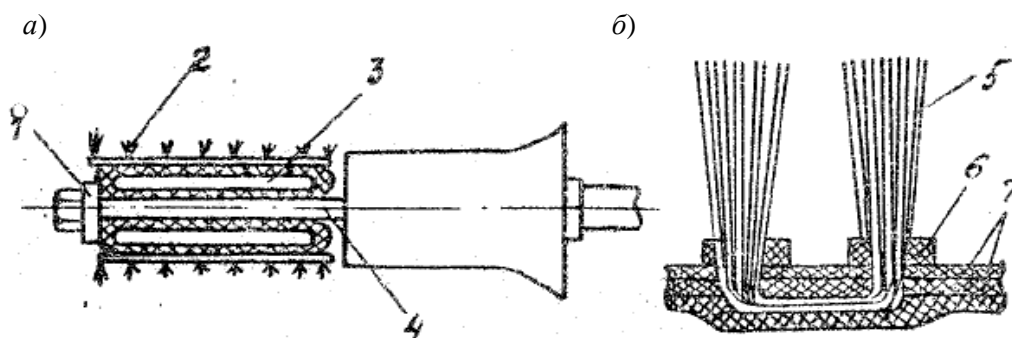


Рис. 2.22. Пневматическая ротационная щетка:

a – общий вид; *б* – схема крепления щетины;

1 – фланец; 2 – секция; 3 – пневмокамера; 4 – вал; 5 – пучок нитей; 6 – муфта; 7 – кордовая ткань

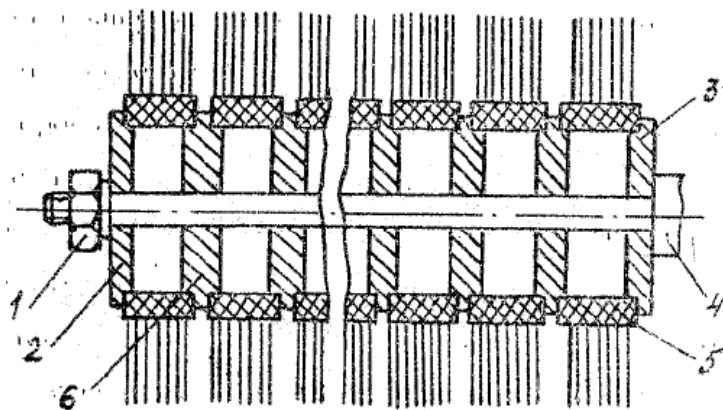


Рис. 2.23. Щетка с цилиндрическим щетинодержателем:

1 – гайка; 2, 3 – опорные фланцы; 4 – вал; 5 – сменный щетиноноситель; 6 – промежуточный фланец

Ротационные щетки с секционным щетинодержателем свободны от этого недостатка и допускают замену отдельных элементов в случае их износа. Такая щетка (рис. 2.23) состоит из вала 4, на котором с помощью крайних опорных фланцев 3 и 2 и гайки 1 зажаты элементы сменного щетиноносителя 5. Между элементами установлены промежуточные фланцы 6, обеспечивающие крепление элементов на валу. Элементы щетиноносителя выполнены из пластмассы (например, капрона) с заливкой в нее пучков щетины. Для замены изношенных элементов достаточно отвернуть гайку 1, чтобы на место снятого установить исправный элемент щетиноносителя.

В другом варианте конструкции секционной ротационной щетки (рис. 2.24) для соединения элементов щетиноносителя вместо фланцев применены шипы (выступы), входящие в соответствующие пазы (впадины). Это упрощает конструкцию и повышает надежность щетки.

Для повышения качества мойки иногда применяют плоские щетки предварительного обмыва автомобиля (рис. 2.25). Щетка состоит из набора пластинчатых губчатых элементов и трубок, закрепленных на основании. Часть трубок имеет подвод моющего раствора к рабочей поверхности щетки. Плоская щетка монтируется перед въездом на моечную установку на консольной балке специальной конфигурации, позволяющей копировать поверхность обмываемого автомобиля.

Мощность на привод одной щетки

$$W = k_3 P_{ц} V_{л} f ,$$

где $k_3 = 1,8 \dots 2,2$ – коэффициент запаса по мощности, учитывающий потери на деформацию нитей, разбрызгивание капель воды, перемешивание воздуха, потери в подшипниках и механизмах привода; $P_{ц}$ – центробежная сила, действующая на нити, Н; $V_{л}$ – линейная скорость нитей, м/с; $f = 0,1$ – коэффициент трения скольжения нитей по поверхности кузова.

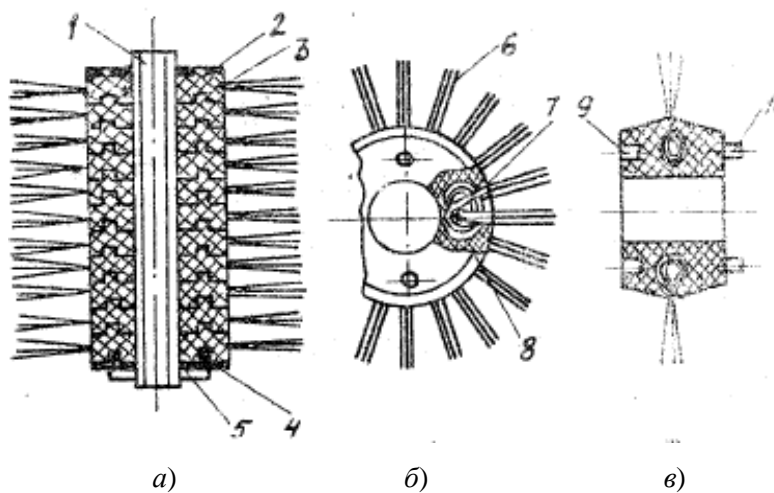


Рис. 2.24. Вариант конструкции сборной щетки:

a – общий вид; *б* – схема крепления щетины; *в* – устройство щетиноносителя; 1 – вал; 2 – фланец; 3 – цилиндр; 4 – шайба; 5 – гайка; 6 – щетина; 7 – узел; 8 – пластмасса; 9 – впадина; 10 – выступ

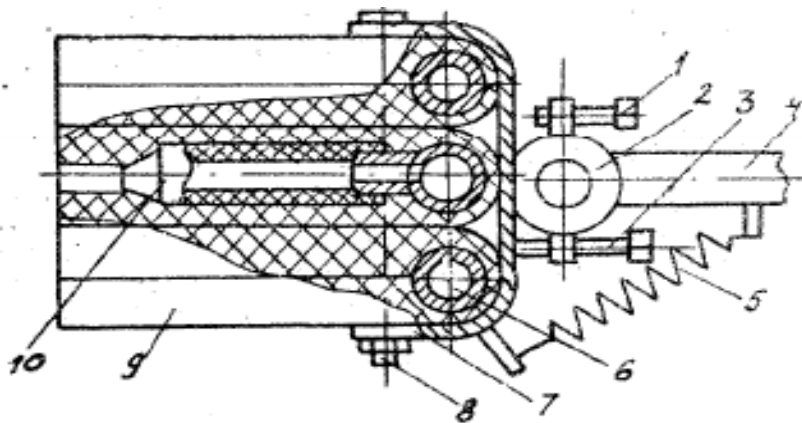


Рис. 2.25. Плоская щетка предварительного обмыва:

1, 3 – ограничители; 2 – шарнир; 4 – консоль; 5 – пружина; 6 – трубка крепления губчатых пластин; 7 – скоба; 8 – шпилька; 9 – губчатая пластина; 10 – шланг подачи воды к поверхности щетки

Линейная скорость

$$V_{\text{л}} = \frac{2\pi r n}{60}, \text{ м/с,}$$

где r – радиус щетки, м ($r = 1,0 \dots 1,5$ м); n – частота вращения щетки, об/мин ($n = 150 \dots 200$ м/с).

Для расчета привода щеток принимается радиус вращающейся щетки и частота вращения.

Нити щетки при ее вращении занимают веерообразное положение (рис. 2.26, *a*) за счет действия центробежных сил. При работе установки ротационные щетки прижимаются к очищаемой поверхности с помощью пружин, пневматических или гидравлических цилиндров, а также посредством противовесов.

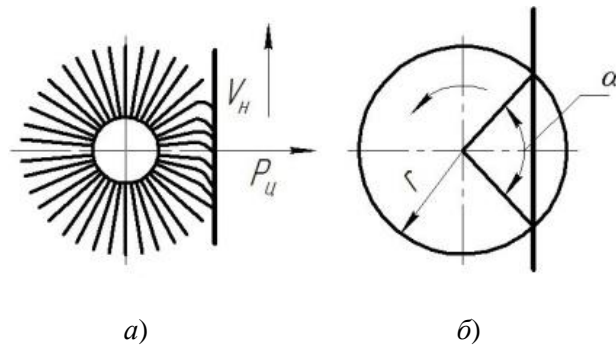


Рис. 2.26. К расчету привода щеток:

a – схема работы щетки; *b* – деформация щетки

Определим площадь деформируемой части щетки [18 – 20]:

$$S_c = \frac{\pi r^2 \alpha}{360} - \frac{r^2 \sin \alpha}{2}, \text{ м}^2,$$

где α – центральный угол работающего сектора щетки, °, примем равным $\alpha = 60^\circ$.

Масса нитей, подверженных деформации

Определим массу нитей, подверженных деформации на вертикальной щетке m^B , и массу нитей, подверженных деформации на горизонтальной щетке $m^Г$, по выражениям:

$$m^B = S_c h^B \rho_{щ} K_H, \text{ кг};$$

$$m^Г = S_c h^Г \rho_{щ} K_H, \text{ кг},$$

где h^B и $h^Г$ – высота вертикальной и горизонтальной щетки соответственно, м; $\rho_{щ}$ – плотность материала нитей, кг/м³; K_H – коэффициент наполнения щетки в зоне деформации.

Для капрона $\rho_{щ} = 1200$ кг/м³; $K_H = 0,018 \dots 0,020$. Высота вертикальной и длина горизонтальной щеток соответственно берутся меньше высоты и ширины ТС на (0,10...0,15) м.

Определим центробежную $P_{ц}^B$ силу для вертикальной щетки и горизонтальной $P_{ц}^Г$ щетки:

$$P_{ц}^B = \frac{m^B V_{пл}^2}{r};$$

$$P_{ц}^Г = \frac{m^Г V_{пл}^2}{r}.$$

Определим мощность на привод одной горизонтальной щетки $W^Г$ и одной вертикальной щетки W^B по формулам:

$$W^{\Gamma} = K_3 P_{\text{ц}}^{\Gamma} V_{\text{л}} f;$$

$$W^{\text{B}} = K_3 P_{\text{ц}}^{\text{B}} V_{\text{л}} f,$$

где $K_3 = 1,8 \dots 2,2$ – коэффициент запаса по мощности, учитывающий потери на деформацию нитей, разбрызгивание капель воды, перемешивание воздуха, потери в подшипниках и механизмах привода; $f = 0,1$ – коэффициент трения скольжения нитей по поверхности кузова.

Рассчитываем суммарную мощность:

$$W_{\Sigma} = n_{\text{щ}}^{\Gamma} W^{\Gamma} + n_{\text{щ}}^{\text{B}} W^{\text{B}}, \text{ Вт},$$

где $n_{\text{щ}}^{\Gamma}$ и $n_{\text{щ}}^{\text{B}}$ – число щеток горизонтальных и вертикальных соответственно.

Рассчитываем максимальный расход воды на мойку одного ТС при одном проходе щеток:

$$Q_{\text{ТС}} = (Q_{\text{м.р}} + Q_{\text{см}}) t_1 + (Q_{\text{к}}^{\text{B}} + Q_{\text{к}}^{\Gamma}) t_2 + Q_0 t_3,$$

где t_1 , t_2 и t_3 соответственно время смачивания, мойки и ополаскивания ТС.

В общем случае время смачивания, мойки и ополаскивания определится выражением:

$$t_i = \frac{60 L_{\text{а}}}{V_{\text{к}}}, \text{ с},$$

где $L_{\text{а}}$ – длина ТС, м

Для упрощения расчетов примем: $t_1 = t_2 = t_3$.

Определим скорость перемещения конвейера мойки:

$$V_{\text{к}} = \frac{2\pi r n}{i}, \text{ м/мин},$$

где $i = 110 \dots 130$ – наиболее эффективное соотношение между скоростью вращения щеток и скоростью передвижения автомобиля. Скорость перемещения рекомендуют принимать от 6 до 9 м/мин.

Определяем число ТС, проходящих через мойку в течение часа:

$$N_{\text{а}} = \frac{60 V_{\text{к}}}{L_{\text{а}} K_{\text{н}}}, \text{ шт.},$$

где $K_{\text{н}} = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент неравномерности поступления ТС.

Определяем часовой расход воды:

$$Q_{\text{ч}} = Q_{\text{ТС}} N_{\text{а}}, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

2.5.2. РАСЧЕТ ОЧИСТНЫХ СООРУЖЕНИЙ

Расчет песколовки (рис. 2.27) с контейнерами для сбора осадка, входящей в систему очистных сооружений (рис. 2.28), предусматривает скорость протекания сточных вод $V_{\text{п}} = 0,15$ м/с. Площадь сечения потока:

$$F = \frac{Q}{V_{\text{п}}}, \text{ м}^2, \text{ или } F = \frac{3600Q_{\text{ч}}}{V_{\text{п}}}.$$

Ширина песколовки B принимается обычно равной 1 м. При этом длина ее [18, 19]:

$$L = K \frac{H_{\text{р}} V_{\text{п}}}{U_{\text{o}}}, \text{ м},$$

где $K = 1,3$ – коэффициент запаса по длине; $H_{\text{р}} = F/B = 0,16$ м – расчетная глубина проточного слоя песколовки; U_{o} – гидравлическая крупность взвешенных частиц, которая характеризует их размер, форму, плотность, от которых зависит скорость оседания. Для песка $U_{\text{o}} = 18 \cdot 10^{-3}$ м/с.

Общая глубина песколовки

$$H_{\text{об}} = H_{\text{п}} + H_{\text{р}} + H_{\text{o}}, \text{ м},$$

где $H_{\text{п}}$ – глубина от пола до уровня воды в песколовке, м; H_{o} – глубина осадочной части песколовки.

Она зависит от удаленности песколовки от моечной канавы и отметки лотка подводящего трубопровода:

$$H_{\text{п}} = H_{\text{к}} + 0,03l, \text{ м},$$

где $H_{\text{к}}$ – глубина канавы, м (1,2...1,4 м); $l > L_{\text{а}}$ – расстояние от начала стока до стенки песколовки (длина канавы), м; $H_{\text{o}} = 1,0...1,5$ м.

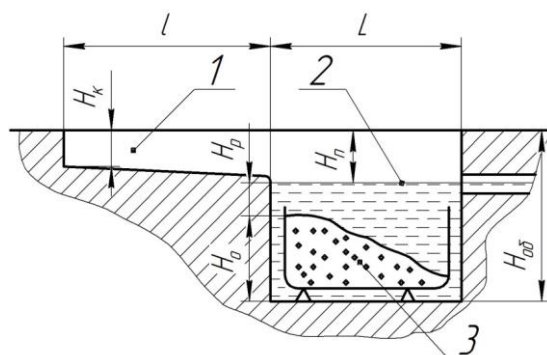


Рис. 2.27. Очистные сооружения первого контура:

1 – канава; 2 – песколовка; 3 – контейнер

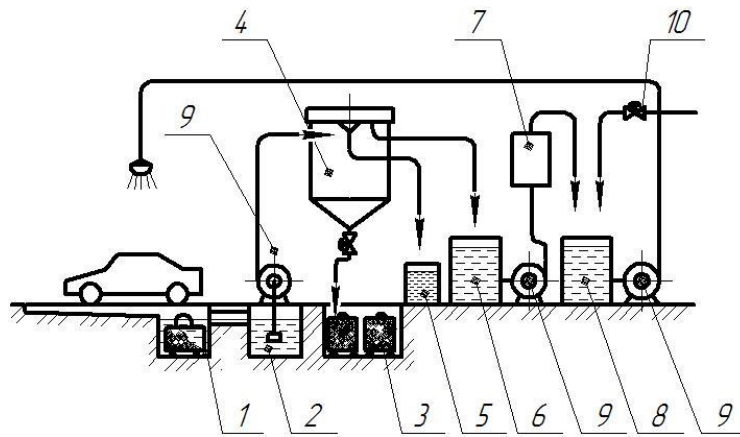


Рис. 2.28. Схема очистных сооружений с повторным использованием воды:

- 1 – песколовка; 2 – приемный резервуар; 3 – контейнер; 4 – гидроциклон;
 5 – емкость для нефтепродуктов; 6 – промежуточный резервуар; 7 – фильтр;
 8 – резервуар для чистой воды; 9 – насос; 10 – труба подачи воды из водопроводной сети

В зоне осадочной части устанавливаются контейнеры для осадка с таким расчетом, чтобы над верхней кромкой контейнера был слой воды не менее H_p .

Объем приемного резервуара рассчитывается исходя из 15-минутного пребывания в нем сточных вод. Форма резервуара выбирается произвольно.

Насосная станция первого подъема укомплектовывается насосами, производительность которых определяется притоком сточных вод Q . Гидроциклоны рассчитываются по гидравлической нагрузке, которая в расчетах рассмотренной конструкции гидроциклонов принимается постоянной $M_{гц} = 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

Площадь водного зеркала гидроциклона

$$F_B = \frac{Q_{\max}}{M_{гц}}, \text{ м}^2. \quad (2.21)$$

Обычно диаметр гидроциклона принимают не более $D = 2,0 \text{ м}$.

Тогда фактическая площадь зеркала воды одного гидроциклона:

$$F_{B, \text{ф.п.}} = \frac{\pi D_{гц}^2}{4}, \text{ м}^2. \quad (2.22)$$

Количество гидроциклонов

$$N_{гц} = (F_B / F_{B, \text{ф.п.}}) + l.$$

где l – резервный гидроциклон.

Насосная станция второго подъема должна укомплектовываться насосами такой же производительности, что и насосы первого подъема. Напор должен определяться с учетом

потерь в фильтрах, которые ориентировочно составляют около 0,1 МПа. Фильтры применяются типовые, например Бийского котельного завода.

Средняя скорость фильтрования $V_{\text{cp}} = 10$ м/ч.

Требуемая площадь фильтров

$$F_{\text{ф}} = 3600 \frac{Q}{V_{\text{cp}}}, \text{ м}^2.$$

Контейнеры для осадка выполняют из металла. Они должны иметь ушки или крючки для захвата грузоподъемным устройством, а также задвижки в днище для сброса осадка. Объем контейнера должен быть таким, чтобы его содержание можно было транспортировать в кузове автомобиля класса ЗИЛ или ГАЗ. Допускается одновременная установка в песколовке или шламоуловителе нескольких контейнеров. Иногда песколовку изготавливают из монолитного бетона с днищем в виде перевернутой пирамиды. В песколовку такой конструкции контейнер не устанавливают, а осадок удаляют с помощью насосов-смесителей, инжекторных насосов или грейферных механизмов. Грейферная очистка имеет определенные преимущества перед очисткой с помощью насосов. Грейфер может захватывать слежавшийся шлам, а также попавшие в песколовку обтирочные концы, тряпки, кусковую грязь и др. В устройствах с насосами эти предметы приводят к засорению трубопроводов, что срывает работу по удалению осадка.

Объем резервуара очищенной воды определяется исходя из расчета обеспечения 30-минутного запаса воды для мойки автобусов [18, 19]:

$$V_{\text{рез}} = 0,5Q_{\text{ч}}, \text{ м}^3.$$

Бак для сбора нефтепродуктов выбирается таким, чтобы его наполнение продолжалось не менее суток.

Объем камеры бензомаслоуловителя принимается равным 1/3...1/5 объема песколовки:

$$V_6 = \left(\frac{1}{3} \dots \frac{1}{5} \right) LBH_{\text{об}}, \text{ м}^3.$$

Объем бака для сбора нефтепродуктов в сточных водах определяется:

$$V_{б.н} = CZT \frac{Q_{ч}}{\rho_{н}},$$

где $C = 0,85 \text{ кг/м}^3$ – содержание нефтепродуктов определяется исходя из их содержания в сточных водах; $Z = 1$ – количество рабочих смен в сутках; $T = 8 \text{ ч}$ – продолжительность рабочей смены; $\rho_{н} = 850 \text{ кг/м}^3$ – плотность нефтепродуктов.

2.6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНТРОЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ОСНАСТКИ

Роликовые стенды позволяют имитировать условия работы автомобилей на любых режимах. В основу конструкции таких стендов положен принцип обратимости движения (автомобиль неподвижен, а движутся ролики). Среди роликовых стендов можно выделить две большие группы: стенды для проверки мощности и стенды для проверки тормозов. Если обе функции совмещены в одном устройстве, такие стенды называются комбинированными. Кроме того, стенды подразделяются по ряду других признаков (рис. 2.29). Стенды можно классифицировать и по взаимному расположению роликов: на одном уровне, на разных уровнях, стенды со сплошными и разделенными роликами, стенды с выталкивателями колес и без них и т.д.

В расчетах будут рассматриваться схемы стендов, оборудованных выталкивателем колес с разделенными роликами, расположенными на одном уровне. Такие стенды просты конструктивно и безопасны в эксплуатации, не требуют дополнительной фиксации автомобиля с помощью тросов, растяжек, фиксаторов и т.п.

Роликовые стенды для проверки амортизаторов и углов установки колес не нашли широкого распространения из-за их сложности и низкой точности контроля. Поэтому они рассматриваться не будут.



Рис. 2.29. Классификация роликовых стендов

2.6.1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТЕНДОВ ДЛЯ ПРОВЕРКИ МОЩНОСТИ

Стенды проверки мощности (СПМ) предназначены для оценки тяговых качеств автомобилей при их диагностировании. Кроме того, в процессе испытаний автомобиля на СПМ можно измерять расход топлива, оценивать уровень шумов и вибраций двигателя и трансмиссии. Некоторые СПМ позволяют определять техническое состояние агрегатов трансмиссии путем оценки в них потерь механической энергии. Так как в процессе движения автомобиля по роликам стенда передние колеса неподвижны, и отсутствует сопротивление встречного потока воздуха, на ведущих колесах создается избыток мощности, поглощаемый нагрузителем стенда. Конструкция нагрузителя позволяет измерять поглощаемую мощность, являющуюся основным комплексным параметром технического состояния автомобиля. В качестве нагрузителей могут использоваться гидравлические, электрические или вихревые тормоза, а также инерционные массы. В последнем случае оценка мощности, подводимой к колесам, производится по косвенным параметрам: времени или пути разгона автомобиля.

СПМ проектируется обычно по схеме, представленной на рис. 2.30.

Для предотвращения проскальзывания колеса относительно роликов их диаметр принимают в пределах 0,35...0,40 от диаметра колеса, но не менее 240 мм, так как при дальнейшем уменьшении диаметра резко возрастает сопротивление качению колеса.

Для удобства обработки сигналов датчиков пути и скорости желательно, чтобы один оборот ролика соответствовал пути автомобиля длиной в 1 м. Поэтому стенды для диагностирования большинства моделей грузовых автомобилей и автобусов имеют ролики с диаметром 318 мм. СПМ легковых автомобилей имеют ролики меньшего диаметра.

Длина роликов l_p (рис. 2.31) зависит от конструктивных параметров шин и степени универсальности стенда:

$$l_p = \frac{B_H - B_{ВН}}{2} + a,$$

где B_H – наибольшая наружная колея; $B_{ВН}$ – наименьшая внутренняя колея; $a = 100...150$ мм – запас подлине.

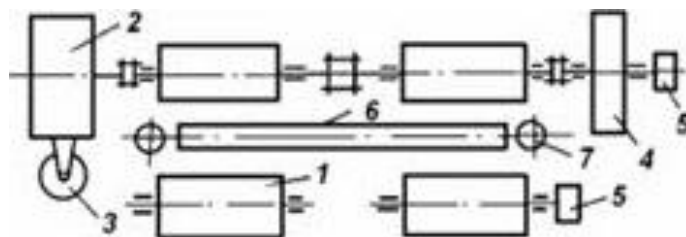


Рис. 2.30. Стенд проверки мощности:

1 – беговой ролик; 2 – нагрузитель; 3 – датчик крутящего момента; 4 – инерционная масса;
5 – тахогенератор; 6 – выталкиватель колес; 7 – колесоотбойник

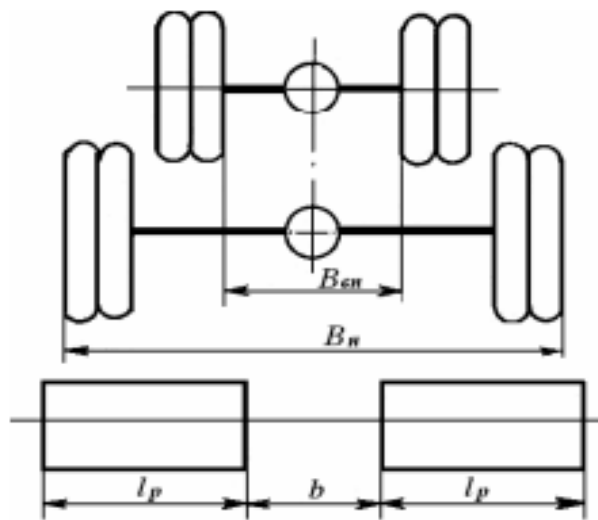


Рис. 2.31. Схема к расчету основных размеров роликового стенда

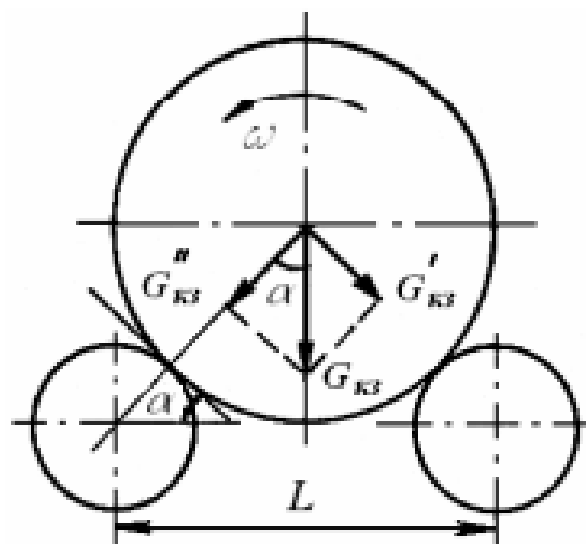


Рис. 2.32. Схема взаимодействия колеса и роликового стенда проверки мощности

Расстояние между роликами

$$b = B_{\text{вн}} - a .$$

При испытаниях автомобиля на стенде, если неправильно выбрано расстояние L (рис. 2.32), произойдет отрыв колеса от заднего ролика, автомобиль выедет со стенда. Чтобы этого не произошло, должно выполняться условие

$$G_3'' \varphi \leq G_3' + G_{\text{п}} f + G_3'' f_p ,$$

где φ – коэффициент сцепления колес с роликами; f и f_p – коэффициенты сопротивления качению колес по поверхности пола и роликам; $G_{\text{п}}$ и G_3 – сила веса автомобиля, приходящаяся на переднюю и заднюю ось соответственно.

Если выразить силы через G_3 и принять $G_n \approx G_3$, то

$$G_3 \cos \alpha \varphi \leq G_3 \sin \alpha + G_3 f + G_3 \cos \alpha f_p.$$

Если ролики стальные, то

$$f \approx f_p \cos \alpha.$$

Подставив выражение (2.22) в уравнение (2.21) и разделив обе части неравенства на $G_3 \cos \alpha$, можно получить:

$$\varphi \leq \operatorname{tg} \alpha + 2f_p \quad \text{или} \quad \operatorname{tg} \alpha \geq \varphi - 2f_p.$$

Учитывая, что $2f_p$ в 10 – 15 раз меньше φ , приближенно можно считать, что

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \varphi.$$

Если $\varphi = 0,5$, то $\alpha = 30^\circ$, тогда расстояние между осями роликов [13, 14]

$$L = 2(R_k + R_p) \sin \alpha = R_k + R_p,$$

где R_k и R_p – радиусы колеса и ролика соответственно.

При условии $\alpha > 27^\circ$ стенд должен быть оборудован выталкивателем колес (рис. 2.33).

Ход подъемника выталкивателя

$$H = H' + h,$$

где

$$H' = (R_p + R_k)(1 - \cos \alpha),$$

$h = 20 \dots 30$ мм – гарантированный зазор.

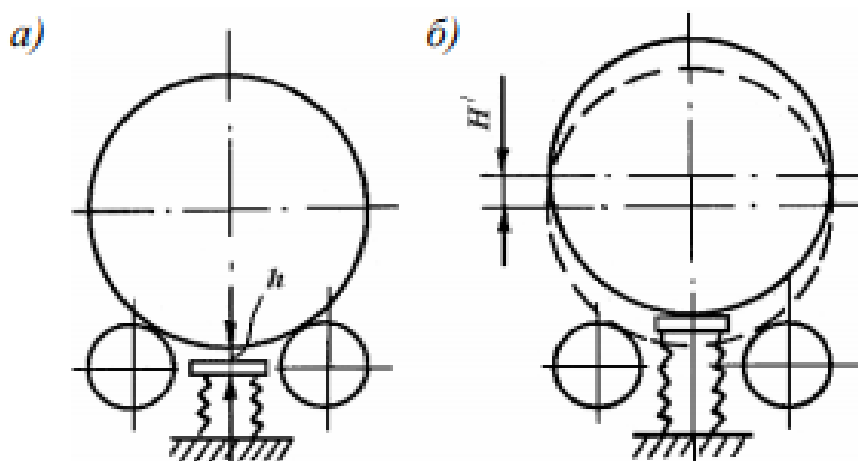


Рис. 2.33. Схема к расчету основных размеров роликового стенда

Часто в качестве исполнительных механизмов подъемников используют пневмоподушки подвески автобусов. Подъемная сила выталкивателя должна быть больше силы веса, приходящейся на колесо. Иногда выталкиватели конструктивно объединяют с тормозом, блокирующим ролики в момент выезда автомобиля. В этом случае усилие на штоке $P(H)$ исполнительного механизма определяется по формуле

$$P \geq \frac{G_3}{2} + G_3 \cos \alpha \frac{\varphi}{\varphi_1},$$

где φ_1 – коэффициент трения между тормозной накладкой и роликом.

Для уменьшения силы P колодки располагают под некоторым углом к вертикальной оси (рис. 2.34). Тогда

$$P_1 \geq \frac{G_3}{2} + G_3 \cos \alpha \frac{\varphi}{\varphi_1} \cos \beta.$$

В расчетах $\varphi = 0,5$, а $\varphi_1 = 0,28 \dots 0,62$ в зависимости от материала фрикционных накладок. Накладки от тормозных механизмов автомобилей, в состав которых входит коротковолокнистый асбест, наполнители в виде оксида цинка, железного сурика и связующие синтетические смолы, обеспечивают $\varphi_1 = 0,30 \dots 0,35$. Площадь накладки F (мм^2) определяется исходя из удельного давления P_0 :

$$F = \frac{G_3 \cos \alpha \frac{\varphi}{\varphi_1}}{2P_0},$$

где $P_0 = 0,15 \dots 0,25$ Н/мм².

Если площадь получается большой, используют тормоза без накладок. При этом в расчетах $\varphi_1 = 0,15$, а $P_0 = 50$ Н/мм². В ряде случаев, когда усилие на исполнительном механизме получается слишком большим, используют специальные тормозные устройства в виде зубчатых дисков, сидящих на одном валу с роликом и затормаживаемых отдельным исполнительным механизмом (рис. 2.34). Часто в качестве исполнительного механизма используют тормозные камеры автомобилей ЗИЛ.

Если получается довольно большая площадь, то целесообразно тормоз роликов выполнить в виде стопора (рис. 2.34, б) и в этом случае усилие на штоке выталкивателя

$$P_1 \geq \frac{G_3}{2}.$$

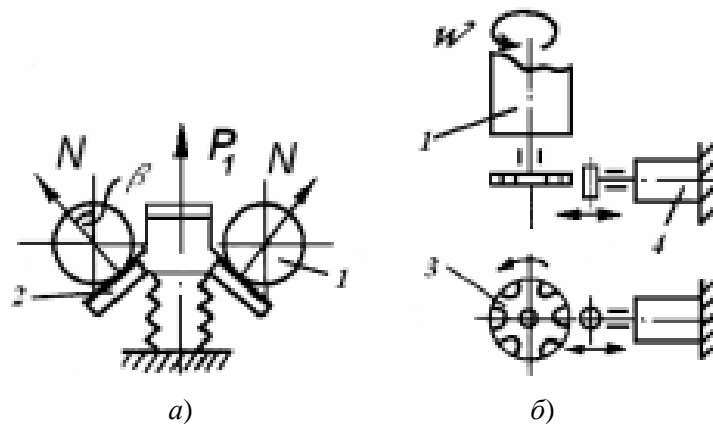


Рис. 2.34. Конструкции тормозов роликов

Подшипники роликов и инерционной массы рассчитывают по динамической грузоподъемности:

$$C = P\rho\sqrt{\frac{L}{\alpha_1\alpha_2}},$$

где P – эквивалентная нагрузка; $\rho = 3$ – для шариковых и $\rho = 3,33$ – для роликовых подшипников; α_1 – коэффициент надежности, обычно $\alpha_1 = 1$; α_2 – обобщенный коэффициент влияния качества металла и условий эксплуатации; L – ресурс, млн об.

В опорах применяют двухрядные сферические самоустанавливающиеся подшипники, исключающие нарушение нормальных условий работы при прогибе длинных валов и перекосах при монтаже. Для них $\alpha_2 = 0,5 \dots 0,6$.

Расчет эквивалентной нагрузки $P(H)$ ведется по формуле

$$P = \frac{G_3 K_6 K_T}{Z \cos \alpha},$$

где Z – число опор роликов стэнда; K_6 – коэффициент безопасности; K_T – температурный коэффициент.

Если нагрузка с умеренными толчками, то $K_6 = 1,3 \dots 1,5$. Так как температура подшипников стэнда при работе не превышает 100°C , то $K_T = 1$.

Ресурс рассчитывается исходя из средней частоты вращения роликов при $V = 60$ км/ч для грузовых автомобилей и $V = 90$ км/ч – для легковых автомобилей:

$$L = \frac{1000V T n_{\text{см}} D_{\text{р.г}} K_{\text{и}} A}{120\pi R_p},$$

где T – продолжительность смены; $n_{\text{см}}$ – число рабочих смен; $D_{\text{р.г}} = 253$ или 305 дней работы в году; $K_{\text{и}} = 0,3 \dots 0,4$ – коэффициент использования стэнда; $A = 7$ лет – срок службы стэнда.

Должно соблюдаться условие $C \leq C_{\text{паспорт}}$.

2.9. Образец таблицы для формирования массива данных, используемых при расчете мощности нагружателя стенда

Наименование параметра	Значение параметра при скорости, км/ч			
$n_{дв}$, об/мин	50	60	70	80
N_e , кВт				
$N_{в.а}$, кВт				
$N_{тр}$, кВт				
N_f , кВт				
$N_{ст}$, кВт				
N_x , кВт				

Если использовать для блокировки роликов в момент выезда автомобиля фрикционные тормоза, создающие большие усилия, нормальные к поверхности ролика, подшипники следует проверить на статическую грузоподъемность.

Параметры нагружателя стенда определяют решением уравнения мощностного баланса относительно мощности, поглощаемой нагружателем:

$$N_x = N_e - N_{в.а} - N_{тр} - N_f - N_{ст},$$

где N_e – мощность двигателя автомобиля по внешнескоростной характеристике; $N_{в.а}$ – мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных агрегатов автомобиля; $N_{тр}$ – потери мощности в агрегатах трансмиссии; N_f – потери мощности на трение качения колес по роликам стенда; $N_{ст}$ – потери стенда в механизмах стенда.

На первом этапе расчета формируется массив данных в виде табл. 2.9.

Для расчета нагружателя СПМ грузовых автомобилей и автобусов скорость берется в четырех точках внешней скоростной характеристики: 50, 60, 70, 80 км/ч, а легковых – 60, 80, 100, 120 км/ч.

Частота вращения коленчатого вала $n_{дв}$ (об/мин) двигателя:

$$n_{дв} = \frac{2,65Vi_0}{R_k},$$

где V – скорость автомобиля, км/ч; i_0 – передаточное отношение главной передачи.

Мощность двигателя автомобиля N_e (кВт) по внешнескоростной характеристике:

$$N_e = N_M \left[a \left(\frac{n_{дв}}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_{дв}}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_{дв}}{n_N} \right)^3 \right],$$

где N_M – максимальная мощность по паспорту, кВт; n_N – частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности, об/мин; a, b, c – коэффициенты.

Для дизельных двигателей $a = 0,67$; $b = 1,33$; $c = 1,0$.

Для бензиновых двигателей $a = b = c = 1,0$.

Мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных агрегатов:

$$N_{в.а} = (1 - \eta_{в})N_e,$$

где $\eta = 0,982 - \frac{n_{дв}}{10^5} - \frac{1,67n_{дв}^2}{10^8}$ – КПД привода вспомогательных агрегатов.

Потери мощности в агрегатах трансмиссии

$$N_{тр} = (1 - \eta_{т})(N_e - N_{в.а}),$$

где $\eta_{т}$ – КПД привода трансмиссии

$$\eta_{т} = \eta_{н} - \frac{(2 + 0,025 \cdot V)G_3V}{2,7 \cdot 10^6 \cdot (N_e - N_{в.а})},$$

где $\eta_{н} = 0,98^k \cdot 0,97^m \cdot 0,99^n$ – КПД агрегатов трансмиссии. Здесь k, m, n – соответственно число пар цилиндрических шестерен, конических шестерен и карданных шарниров в трансмиссии при включении прямой передачи.

Потери мощности на преодоление сил трения качения

$$N_f = \frac{f_p G_3 V}{3672}.$$

Для практических расчетов можно принять, что f_p не зависит от скорости и составляет:

$$f_p = 0,03 \quad \text{при} \quad R_k \geq 0,49 \text{ м};$$

$$f_p = 0,028 \quad \text{при} \quad R_k < 0,49 \text{ м}.$$

Потери мощности в механизмах станда

$$N_{ст} = \frac{1,4 + 2,8 \cdot 10^{-3} \cdot n_p}{1,36}, \quad (2.23)$$

где n_p – частота вращения роликов станда, мин^{-1} .

$$n_p = \frac{30V}{3,6\pi R_p} = \frac{2,65V}{R_p}. \quad (2.24)$$

По результатам расчета строят зависимость $N_x = f(n_p)$ и формируют характеристику нагружателя. Так как в процессе работы нагружателя происходит нагрев обмоток и металла, его эффективность снижается. Поэтому мощность нагружателя берется с 20%-ным запасом:

$$N_{н} = 1,2N_x.$$

Используя результаты расчета мощности, поглощаемой нагрузателем, определяют тормозной момент M_x (Н·м):

$$M_x = \frac{9551,6N_H}{n_p}.$$

Инерционная масса стенда рассчитывается исходя из равенства кинетических энергий, запасаемых при разгоне автомобиля на дороге W_d (Дж) и на стенде W_c .

При движении на дороге

$$W_d = \frac{mV^2}{2} + \frac{J_k \omega_k^2}{2},$$

где m – масса автомобиля, кг; J_k – момент инерции всех колес автомобиля, кг·м²; ω_k – угловая скорость колес, с⁻¹; V – скорость автомобиля, м/с.

При движении на стенде

$$W_c = \frac{J_{k.з} \omega_k^2}{2} + \frac{J_p \omega_p^2}{2} + \frac{J_M \omega_M^2}{2},$$

где $J_{k.з}$ – момент инерции задних колес, кг·м²; J_p – момент инерции всех роликов стенда, кг·м²; J_M – момент инерции инерционных масс, кг·м²; $\omega_k, \omega_p, \omega_M$ – соответственно угловые скорости колес, роликов и масс, с⁻¹.

При условии $W_d = W_c$

$$\frac{mV}{2} + \frac{J_k \omega_k^2}{2} = \frac{J_{k.з} \omega_k^2}{2} + \frac{J_p \omega_p^2}{2} + \frac{J_M \omega_M^2}{2}. \quad (2.25)$$

В формуле (2.25) можно заменить:

$$\omega_k = \frac{V}{R_k}; \quad \omega_p = \frac{\omega_k R_k}{R_p}; \quad \omega_M = \frac{\omega_p}{i_{p.м}},$$

где $i_{p.м}$ – передаточное отношение между роликом и инерционной массой. Для уменьшения металлоемкости инерционной массы ее подключают к роликам стенда через ускоряющую цепную передачу с передаточным отношением $i'_{p.м} = 0,3..0,5$, тогда

$$J'_M = i'_{p.м} J_M.$$

После подстановки выражения (2.24) в (2.22) и преобразований можно получить равенство

$$m + \frac{J_k}{R_k^2} = \frac{J_{к.з}}{R_k^2} + \frac{J_p}{R_p^2} + \frac{J_M}{R_p^2 i_{p.м}^2}.$$

Отсюда

$$J_M = i_{p.м}^2 (R_p^2 m - J_p) + \frac{R_p^2}{R_k^2} i_{p.м}^2 (J_k - J_{к.з}).$$

Момент инерции одного сплошного ролика J_{p1} (кг·м²):

$$J_{p1} = \frac{m_p}{2} R_p^2 = \frac{\pi R_p^4 l_p \gamma}{2}, \quad (2.26)$$

где l_p – длина ролика, м; $\gamma = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³ – плотность стали.

Если ролик изготовлен из горячекатаной трубы, то

$$J_{p1} = \frac{m_p}{2} (R_p^2 - R_{вн}^2) = \frac{\pi (R_p^2 - R_{вн}^2)^2 l_p \gamma}{2},$$

где $R_{вн}$ – внутренний диаметр трубы, м.

Момент инерции одного колеса принимается в соответствии с данными табл. 2.10.

Для определения моментов инерции колес автомобилей, не указанных в табл. 2.10, с достаточной для расчета точностью можно принять, что

$$J_k = J_{к.с} \left(\frac{R_k}{R_{к.с}} \right)^4,$$

где J_k – искомый момент инерции; $J_{к.с}$ – справочный момент инерции.

Инерционные массы изготавливаются из стали в виде набора дисков. Радиус дисков берется не более 0,3 м. Ширина набора дисков (м)

$$l_M = \frac{2J_M}{\pi R_M^4 \gamma}.$$

2.10. Моменты инерции колес для разных марок автомобиля

Автомобиль	ЗиЛ-130	ГАЗ-53А	ГАЗ-24
J_k , кг·м ²	12,6	7,3	1,0

Мощность N (кВт), необходимая для разгона автомобиля на стенде, в интервале скоростей $V_1...V_2$:

$$N = \frac{J_{\Sigma p} \omega_{cp} \varepsilon}{1000},$$

где $J_{\Sigma p}$ – суммарный момент инерции вращающихся частей автомобиля и стенда, приведенный к оси роликов, кг·м²; ω_{cp} – средняя угловая скорость вращения роликов в интервале разгона, с⁻¹; ε – угловое ускорение роликов, 1/с².

Суммарный момент инерции вращающихся масс стенда, приведенный к оси роликов:

$$J_{\Sigma p} = \frac{J'_M}{i_{p.M}^2} + \frac{J_K Z_K R_p^2}{R_K^2} + Z_p J_{p1},$$

где Z_K – число колес на роликах стенда при контроле автомобиля; Z_p – число вращающихся роликов стенда.

Для грузовых автомобилей и автобусов интервал скоростей $V_1...V_2$ берется в пределах 50...60 км/ч, а для легковых – 80...100 км/ч. На этих участках внешней скоростной характеристики без больших погрешностей можно считать, что:

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}, \text{ а } \varepsilon = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\Delta t},$$

где ω_1 и ω_2 – соответственно угловые скорости вращения роликов при скоростях V_1 и V_2 ; Δt – время разгона в интервале скоростей $V_1...V_2$:

$$\omega_{cp} = \frac{V_1 + V_2}{2 \cdot 3,6 R_p}; \quad \varepsilon = \frac{V_2 - V_1}{3,6 R_p \Delta t}.$$

Тогда

$$N = \frac{J_{\Sigma p} (V_2^2 - V_1^2)}{1000 \cdot 2 \cdot 3,6 \cdot 3,6 R_p^2 \Delta t}.$$

Отсюда время разгона Δt (с) автомобиля на стенде

$$\Delta t = \frac{J_{\Sigma p} (V_2^2 - V_1^2)}{26 \cdot 10^3 \cdot N R_p^2}.$$

Максимально допустимое время разгона при снижении мощности двигателя на 15%

$$\Delta t_M = 1,15 \Delta t.$$

Мощность для разгона автомобиля на стенде (Вт)

$$N = \frac{(N_{V_1} + N_{V_2})}{2},$$

где N_{V_1} и N_{V_2} – мощности, подводимые к инерционному нагрузителю при скоростях V_1 и V_2 .

2.6.2. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТЕНДОВ ДЛЯ ПРОВЕРКИ ТОРМОЗОВ

Стенды проверки тормозов (СПТ) подразделяются на инерционные и силовые. Геометрические параметры стенда l , b , a и L определяются совершенно аналогично, с той лишь разницей, что при проектировании СПМ рассматривалось равновесие вращающегося колеса при неподвижном ролике в момент выезда, а при проектировании СПТ рассматривается равновесие системы при вращающемся ролике и неподвижном колесе (рис. 2.35). Инерционный СПТ строится по схеме, показанной на рис. 2.36.

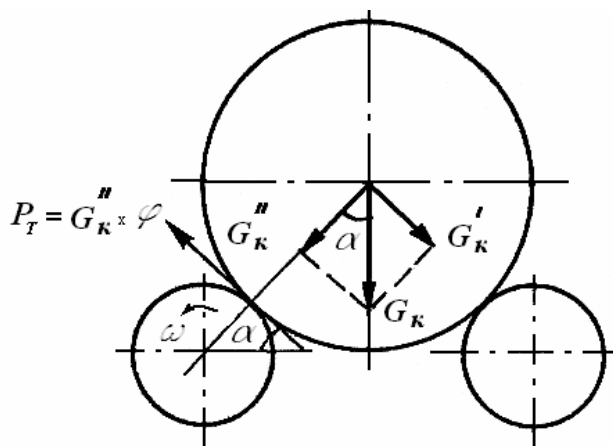


Рис. 2.35. Схема взаимодействия колеса и роликов стенда проверки тормозов

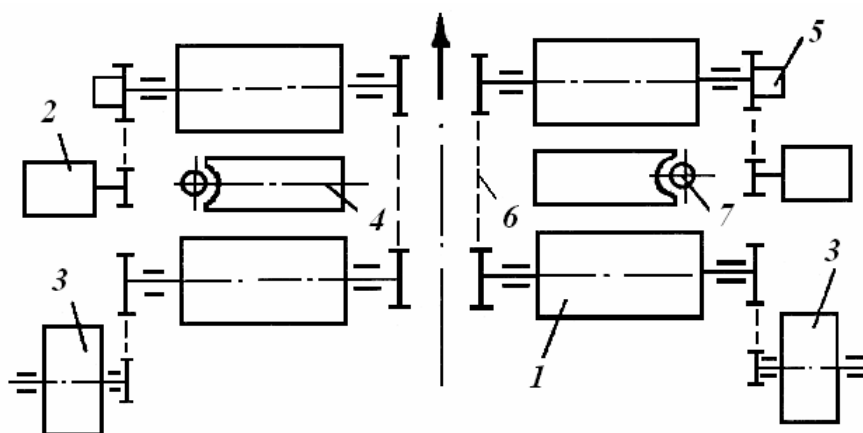


Рис. 2.36. Инерционный стенд проверки тормозов:

1 – ролик; 2 – электродвигатель; 3 – инерционная масса; 4 – подъемник;
5 – датчик пути и скорости; 6 – цепная передача; 7 – колесоотбойный ролик

Принцип действия инерционного СПТ заключается в следующем. Колеса автомобиля, помещенные на ролики стенда, разгоняются с помощью электродвигателей до скорости 42...45 км/ч. Затем электродвигатели отключаются, и механическая система «стенд–колеса» переходит в режим выбега. При достижении скорости 40 км/ч оператор нажимает педаль тормоза автомобиля, осуществляя экстренное торможение до полной остановки роликов. В качестве оценочных параметров часто используется тормозной путь, реже – время торможения или замедление роликов стенда. Для приближения стендовых условий испытаний к дорожным инерционные СПТ оборудуются инерционными массами.

Для обеспечения равенства величин тормозных путей на стенде и на дороге при равенстве начальных скоростей и времени нарастания тормозных сил необходимо соблюдение условия

$$\frac{m}{M_{\text{а.пр}}} = \frac{P}{\sum P_{\text{Т}}},$$

где $m_c = \frac{J \sum P}{R_p^2}$ – приведенная масса вращающихся деталей стенда, кг; $M_{\text{а.пр}}$ – приведенная масса автомобиля при движении по дороге, кг; P – тормозная сила на колесах, приложенная к роликам стенда, Н; $\sum P_{\text{Т}}$ – сумма тормозных сил при торможении на дороге, Н.

Величины $M_{\text{а.пр}}$ и $\sum P_{\text{Т}}$ (Н) вычисляются по следующим формулам:

$$M_{\text{а.пр}} = M_{\text{а}} + \frac{\sum J_{\text{к}}}{R_{\text{к}}^2} \text{ или } M_{\text{а.пр}} \approx M_{\text{а}};$$

$$\sum P_{\text{Т}} = M_{\text{а}} g \varphi_g + M_{\text{а}} g f_g + P_W,$$

где $M_{\text{а}}$ – масса автомобиля, кг; f_g – коэффициент сопротивления качению колеса на дороге; P_W – сила сопротивления встречного потока воздуха, Н.

Пренебрегая сопротивлением качения и сопротивлением встречного потока воздуха, можно считать, что

$$\sum P_{\text{Т}} = M_{\text{а}} g \varphi_g = G \varphi_g,$$

где φ_g – коэффициент сцепления шин автомобиля с дорогой. Для асфальтобетонного шоссе $\varphi_g = 0,6$.

Тогда приведенные массы одной тележки стенда для диагностирования передних и задних колес (кг) соответственно:

$$m_{c.п} = \frac{M_a M_{п} g \varphi}{2 M_a \varphi g} = \frac{M_{п} \varphi}{2 \varphi g};$$

$$m_{c.з} = \frac{M_a M_3 g \varphi}{2 M_a \varphi g} = \frac{M_3 \varphi}{2 \varphi g},$$

где $M_{п}$ и M_3 – массы автомобиля, приходящиеся на переднюю и заднюю оси, кг.

Окончательно моменты инерции вращающихся масс одной тележки станда:

$$J_{п} = \frac{M_{п} \varphi R_p^2}{2 \varphi g} - \frac{J_{к.п} R_p^2}{R_k^2};$$

$$J_3 = \frac{M_3 \varphi R_p^2}{2 \varphi g} - \frac{J_{к.з} R_p^2}{R_k^2},$$

где $J_{к.п}$ и $J_{к.з}$ – моменты инерции передних и задних колес, находящихся на одной тележке станда в процессе диагностирования автомобиля, кг·м².

Поскольку станд с изменяющимся моментом инерции масс изготовить довольно сложно, момент инерции следует выбирать по большему значению. Если станд предназначен для диагностирования нескольких моделей автомобилей, момент инерции выбирают для наиболее тяжелого автомобиля. Это позволит обеспечить более высокую точность измерения тормозного пути.

После расчета момента инерции задают кинематику станда и определяют основные размеры инерционных масс. На инерционном станде проверки тормозов конечная скорость разгона автомобиля составляет 42...45 км/ч. При пуске электродвигателя на его вал действует приведенный момент от сил сопротивления качению колес по роликам, момент сопротивления холостого хода станда, моменты от сил инерции маховиков, роликов станда и колес. Электродвигатель инерционного роликового станда выбирается по величине пускового момента на его валу:

$$M_{э.п} = \left(\frac{G_k}{\cos \alpha} \right) \left(\frac{f_p Z_k R_p}{i_{p.э} \eta_{p.э}} \right) + M_{xx} + \left(J_M Z_M i_{M.э}^2 + \frac{J_p Z_p}{i_{p.э}^2 \eta_{p.э}} + \frac{J_k Z_k R_p^2}{i_{p.э}^2 R_k^2 \eta_p} \right) i_{p.э} V, R_p t_p,$$

где $\eta_{p.э}$ – КПД передачи, связывающей электродвигатель с роликами; M_{xx} – момент сопротивления холостого хода станда, приведенный к валу электродвигателя, кгс·м; $i_{p.э}$ – передаточное число передачи, связывающей ролики и электродвигатель; $i_{M.э}$ – передаточное число

передачи, связывающей маховик инерционных масс и электродвигатель; J_m, J_p, J_k – моменты инерции соответственно маховика, ролика, одинарного колеса автомобиля, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; Z_m, Z_p, Z_k – число маховиков, роликов и колес, раскручиваемых одним электродвигателем; V – линейная скорость движения автомобиля, $\text{м}/\text{с}$; t_p – время разгона автомобиля, с ; G_k – сила веса, приходящаяся на одно колесо, Н .

$$G_k = \frac{M_i g}{2},$$

где M_i – масса, приходящаяся на задние или передние колеса автомобиля, кг ; g – ускорение свободного падения.

Предварительные расчеты показали, что момент сопротивления холостого хода стенда, изображенного на рис. 2.36, составляет около 2% от общего момента и им можно пренебречь.

Передаточное число передачи, связывающей ролики и электродвигатель, выбирается из условия

$$i_{p.э} = \frac{n_э R_p}{2,65V},$$

где $n_э = 750, 1000, 1500$ или 3000 – синхронная частота ротора электродвигателя, мин^{-1} .

Передаточное число передачи, связывающей маховик инерционных масс и электродвигатель:

$$i_{m.э} = i_{p.э} i_{m,p},$$

где $i_{m,p}$ – передаточное число передачи, связывающей инерционные массы и ролики. Как правило, ролики соединяются с маховиками масс ускоряющей передачей $i_{m,p} = 0,3 \dots 0,5$.

Время разгона необходимо иметь как можно меньше. Для практических расчетов $t_p = 3,0 \dots 4,0$ с.

При выборе электродвигателя инерционного стенда следует учесть, что на нем может диагностироваться автомобиль с тормозами, затянутыми после выполнения ремонтных и регулировочных работ. При незначительной затяжке тормозов водитель может даже не заметить этого, однако электродвигатель будет перегружаться.

Степень нагрузки двигателя можно определить с учетом следующих допущений:

- автомобиль, у которого затяжка тормозов обнаруживается водителем, на стенд не устанавливается;
- минимальная перетяжка обнаруживается при разгоне автомобиля на прямой передаче, когда тяговое усилие уменьшается более чем на 25%.

С учетом этого дополнительная сила сопротивления вращению роликов P (Н) за счет перетяжки тормозов

$$P = \frac{0,25M_{дв}i_0}{\eta_{тр}R_k},$$

где $M_{дв}$ – момент, развиваемый двигателем диагностируемого автомобиля, Н·м.

Окончательно формула для вычисления пускового момента будет иметь вид

$$M_{э.п} = \left(\frac{G_k}{\cos\alpha} \right) \left(\frac{f_p Z_k R_p}{i_{p.э} \eta_{p.э}} \right) + \left(J_M Z_M i_{M.э}^2 + \frac{J_p Z_p}{i_{p.э}^2 \eta_{p.э}} + \frac{J_k Z_k R_p^2}{i_{p.э}^2 R_k^2 \eta_p} \right) \frac{i_{p.э} V}{R_p t_p} + 0,25 \frac{M_{дв} i_0 R_p}{\eta_{тр} R_k i_{p.э} \eta_{p.э}}.$$

Если в справочнике отсутствуют данные по пусковому моменту, выбор электродвигателя можно произвести по его мощности N (кВт) [13, 14]:

$$N = \frac{M_{э.п} n_c}{9740K},$$

где K – отношение начального пускового момента к номинальному. Для большинства асинхронных двигателей серии 4А $K = 1,2...1,4$.

Главным достоинством инерционных стендов проверки тормозов является имитация дорожных условий работы тормозных механизмов автомобиля.

К недостаткам инерционных СПТ следует отнести громоздкость, большую металлоемкость, большую мощность приводных электродвигателей.

Более компактны и менее энергоемки силовые СПТ. Принцип их действия заключается в принудительном прокручивании затормаживаемого колеса с одновременным измерением тормозной силы. Линейная скорость вращения роликов составляет 2...6 км/ч.

В качестве примера конструктивного исполнения на рис. 2.37 показана кинематическая схема стенда, предназначенного для диагностирования тормозов автомобилей силовым методом.

Особенностью проектирования силового СПТ является подбор редуктора и приводного электродвигателя.

Передаточное число редуктора

$$i_p = \frac{0,377 n_c R_p}{V},$$

где $V = 4...6$ км/ч – линейная скорость движения автомобиля на стенде; R_p – радиус роликов стенда, $R_p \geq 11$ м.

Мощность электродвигателя выбирается из условия обеспечения вращения роликов при максимальной затормаживающей силе $P_{т}$ (Н)

$$P_T = \frac{G_k}{\cos\alpha} (\varphi + f_p),$$

где $\varphi = 0,56$ – коэффициент сцепления материала шины с роликами стенда; $f_p = 0,03$ – коэффициент трения качения колеса по роликам стенда.

С учетом КПД редуктора мощность электродвигателя (кВт)

$$N = \frac{G_k}{\cos\alpha} (\varphi + f_p) \frac{R_p n_p}{9740 \eta_p i_p},$$

где η_p – КПД редуктора.

С учетом мощности электродвигателя окончательно подбирают редуктор и уточняют линейную скорость движения автомобиля, которая должна быть в пределах 2...6 км/ч.

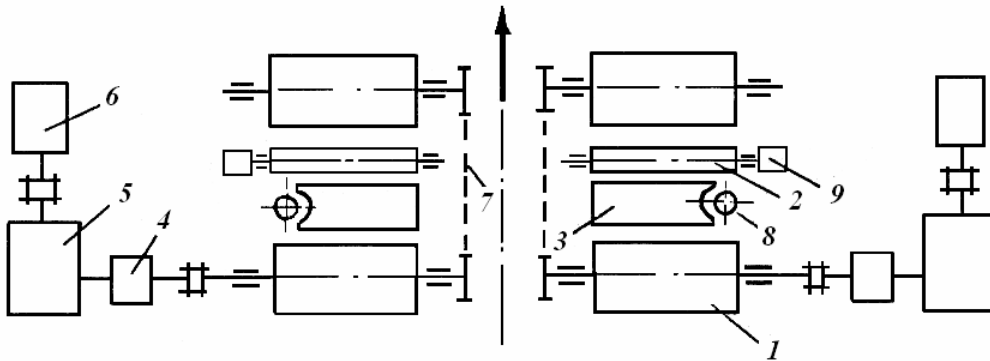


Рис. 2.37. Силовой стенд проверки тормозов:

1 – ролик; 2 – антиблокировочный ролик; 3 – подъемник; 4 – датчик тормозной силы; 5 – редуктор; 6 – электродвигатель; 7 – цепная передача; 8 – колесоотбойник; 9 – датчик скорости

3. РАСЧЕТ МОЛОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

3.1. РАСЧЕТ ФИЛЬТРОВ И ФИЛЬТР-ПРЕССОВ

Расчет фильтр-прессов проводится в соответствии с методикой, изложенной в учебной литературе.

Производительность фильтр-прессов определяют при известной рабочей поверхности. Количество продукта $V_{ц}$, которое можно пропустить через фильтр в течение одного рабочего цикла:

$$V_{ц} = qF,$$

где q – нагрузка на 1 м² фильтра в течение цикла работы, л; F – площадь поверхности фильтра, м².

Производительность фильтра определяют по формуле

$$Q_{ф} = \frac{3600qF}{\sum \tau},$$

где $\sum \tau$ – длительность одного цикла работы фильтра, с;

$$\sum \tau = \tau_{ф} + \tau_{пр} + \tau_{р},$$

где $\tau_{ф}$ – длительность фильтрации, с; $\tau_{пр}$ – длительность промывки, с; $\tau_{р}$ – длительность разгрузки и подготовки фильтра, с.

Сопrotивление перегородки R определяют по формуле

$$R = 0,16R_0\mu,$$

где R_0 – коэффициент сопротивления (для плотного холста $R_0 = (20...30) \cdot 10^{10}$; для холста средней плотности $R_0 = (10...20) \cdot 10^{10}$; для редкого холста $R_0 = (6...10) \cdot 10^{10}$; для сита медного густого плетения $R_0 = (7...12) \cdot 10^{10}$; для сита штампованного с живым сечением 50% $R_0 = 5 \cdot 10^{10}$).

При фильтрации без образования осадка действительно соотношение

$$V_1 = \frac{\pi l z}{\varepsilon} \frac{8\mu l}{\Delta p} (v_0 - v_2),$$

где v_0, v_2 – соответственно скорости фильтрации в интервалы τ_0 и τ_1 .

Площадь поверхности фильтрации рассчитывают по формуле

$$F = \frac{V_{\text{ж}}}{Q_1},$$

где $V_{\text{ж}}$ – объем фильтруемой жидкости, м^3 ; Q_1 – производительность фильтруемой поверхности, $\text{м}^3/\text{ч}$.

При заданной продолжительности работы фильтровальной установки поверхность фильтрации равна

$$F = \frac{V_{\text{ж}} T_{\text{общ}}}{Q_1 \tau_{\text{р}}},$$

где $T_{\text{общ}}$ – общая продолжительность цикла фильтрации, ч.

Количество камер z находят по формуле

$$z = \frac{F}{f_0},$$

где f_0 – фильтрующая поверхность одной камеры, м^2 : для рамочного фильтр-пресса $f_0 = 2(a - 2b)^2$; для камерного фильтр-пресса $f_0 = 2[(a - 2b)^2 - 0,785d^2]$; a – сторона квадратной плиты или рамы по наружным размерам, м; b – ширина поверхности контакта рам и плит, м; d – диаметр центрального отверстия в плитах, м.

Количество фильтр-прессов n рассчитывают по формуле

$$n = \frac{z}{z_0},$$

где z – количество камер; z_0 – количество камер в одном фильтр-прессе.

Ширина камеры характеризуется зависимостью

$$\delta \geq 2h;$$

$$h = vQ_1,$$

где v – объем влажного осадка на 1 м^2 фильтрата, м^3 .

3.2. РАСЧЕТ ОРОСИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ

Чтобы обеспечить наилучшие условия теплопередачи, режим движения хладоносителя должен быть турбулентным ($Re > 2320$), а на поверхности охладителя поперек горизонтальных труб жидкость должна двигаться ламинарно.

При движении хладоносителя внутри каналов возникают значительные гидравлические сопротивления. Необходимый напор перед аппаратом вычисляют по формуле

$$H = H_1 + \frac{v^2}{2g} \left(1 + \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d} + \sum \lambda_{\text{м.с}} \right),$$

где H_1 – высота установки приемника охладителя над уровнем насоса, подающего воду или рассол в охладитель, м; v – скорость движения хладоносителя, м/с; l – суммарная длина труб охладителя, м; d – диаметр труб, м; $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент сопротивления трения; $\lambda_{\text{м.с}}$ – коэффициент местных сопротивлений.

Для каналов некруглого сечения необходимо определять эквивалентный диаметр ($d_{\text{экр}}$):

$$d_{\text{экр}} = \frac{4F_{\text{к}}}{P},$$

где $F_{\text{к}}$ – площадь поперечного сечения канала, м²; P – периметр поперечного сечения канала, м.

На поверхности охладителя поток жидкости плоский открытый. Критическое значение числа Re

$$\text{Re}_{\text{кр}} = \frac{4r'v}{\nu} = 1600,$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости, м²/с; r' – гидравлический радиус, м.

Для плоских оросительных охладителей $r' = b$ (b – толщина потока), где $\nu b = 400\nu$.

Предельная нагрузка на 1 м ширины в пределах ламинарного потока для вертикальной гладкой стенки $m = 400\nu$ (м³/(с·м)), или $m = 144 \cdot 10^7 \nu$.

Для оросительных охладителей с волнистой поверхностью предельная нагрузка на 1 м ширины $m = 10^9 \cdot \nu$ (л/(ч·м)).

Толщина стекающей пленки можно определить по формуле Гольдина:

$$\delta_{\text{пл}} = \frac{Km}{\sqrt{r_0}} \frac{1}{\sin \frac{\theta}{2}},$$

где K – константа, определяемая экспериментально; r_0 – радиус трубы, м; θ – угол, отсчитываемый от вертикали, °.

С увеличением угла θ толщина стекающей пленки уменьшается. Для плоских охладителей толщина находится в пределах 0,3...0,6 мм.

Поверхность охлаждения F и производительность G определяют из соотношения:

$$F = \frac{Gc(t_1 - t_2)}{k\Delta t_{cp}},$$

где t_1, t_2 – начальная и конечная температуры продукта соответственно, °С; k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С); c – теплоемкость продукта, Дж/(кг·°С); Δt_{cp} – средняя разность температур, °С.

Коэффициент k можно определить по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающей жидкости, Вт/(м²·°С); α_2 – коэффициент теплоотдачи от ламинарного наружного потока к стенке, Вт/(м²·°С).

Коэффициент α_1 определяют по формуле

$$\frac{\alpha_1 d}{\lambda} = Nu = 0,021 Re^{0,3} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25},$$

где Nu – критерий Нуссельта; Re – критерий Рейнольдса; Pr – критерий Прандтля при средней логарифмической температуре жидкости; $Pr_{ст}$ – критерий Прандтля при температуре пограничного слоя.

Если жидкость охлаждается вследствие кипения в трубах аммиака или фреона, то

$$\alpha_1 = Aq^m,$$

где A – коэффициент; q – количество тепла, приходящегося на 1 м² поверхности ($q = \alpha\Delta t$); m – коэффициент (для аммиака $m = 0,7$).

В зависимости от температуры кипения аммиака коэффициент A меняется следующим образом (табл. 3.1).

При использовании фреона в пределах температур –30...0 °С α_1 выражается формулой

$$\alpha_1 = 3,4q^{0,7}.$$

3.1. Зависимость изменения коэффициента A от температуры кипения аммиака

Температура, °С	–30	–20	–10	0
Коэффициент A	3,36	3,70	4,06	4,36

Коэффициент α_2 можно определить по выражению Лейбензона и Марьянова для закрытого плоского потока:

$$Nu = \frac{4\alpha_2 b}{\lambda} = 7,57 \text{ или } 1,9 = \frac{\alpha_2 b}{\lambda}.$$

Кук рекомендует следующее соотношение:

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_B} = \frac{\lambda_2}{\lambda_B} \sqrt[3]{\frac{v_B}{v_2}},$$

где v_B и v_2 – соответственно вязкость воды и продукта; λ_B, λ_2 – соответственно коэффициенты теплопроводности воды и продукта; α_B – коэффициент теплоотдачи воды, Вт/(м²·°С).

Коэффициент $\alpha_в$ теплоотдачи можно определить по табл. 3.2.

Площадь поверхности охлаждения можно определить по одной из формул, представленных в табл. 3.3.

3.2. Значения коэффициента теплоотдачи $\alpha_в$

Оросительные охладители	Коэффициент теплопередачи при охлаждении, Вт/(м ² ·°С)	
	молока	сливок
Цилиндрические	900...1200	500...700
Плоские:		
водяная секция	1200...1800	700...1200
рассольная секция	800...1300	600...850

3.3. Определение площади поверхности охлаждения

Охладитель	Формула для определения площади поверхности охладителя, м ²
Цилиндрический	$F = \pi \frac{D+d}{2} Sn + \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) + \pi D \frac{h_1 + h_2}{2}$
Плоский с круглыми трубами	$F = (\pi D - 2i)nl$
Плоский с трубами фасонного сечения	$F = 2Snl$

Примечание. S – внешняя образующая витка, м; n – число витков; D и d – максимальный и минимальный диаметры, м; $\frac{h_1 + h_2}{2}$ – средняя высота нижней цилиндрической части, м; i – ширина припайки между трубами, м; l – длина трубы, м.

Производительность охладителя должна соответствовать пропускной способности распределителя охлаждаемой жидкости:

$$\frac{G}{\rho} = \frac{kF\Delta t_{cp}}{c(t_1 - t_2)\rho} \varphi f_0 \sqrt{2gH},$$

где f_0 – площадь отверстия, м²; φ – коэффициент истечения; H – уровень жидкости в распределителе, м; ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Количество влаги K_B , испаренной с поверхности оросительного охладителя, можно определить по формуле

$$K_B = FT_{ox} C_0 (p_{ж} - \varphi p_B) \cdot 760$$

или

$$K_B = FT_{ox} \frac{a}{c_B} (d'' - d'),$$

где T_{ox} – продолжительность охлаждения, ч; $p_{ж}$ – давление паров в состоянии насыщения при температуре жидкости, мм рт. ст.; p_B – давление паров при температуре окружающего воздуха, мм рт. ст.; c_B – теплоемкость воздуха, Дж/(кг·°C); φ – относительная влажность воздуха; d'' – содержание влаги на 1 кг сухого воздуха при температуре жидкости и полном его насыщении, кг; d' – содержание влаги на 1 кг сухого вещества при его действительном состоянии, кг; C_0 – опытный коэффициент, зависящий от скорости движения воздуха; $C_0 = 0,0229 + 0,0174v_B$; v_B – скорость движения воздуха, м/с.

$$\text{Для оросительных охладителей } \frac{a}{c_B} = 22,5.$$

Количество тепла, которое теряет жидкость вследствие испарения, рассчитывают по формуле

$$Q = K_B r,$$

где r – теплота парообразования при температуре испарения, Дж/кг.

Расход воды или рассола устанавливают из уравнения теплового баланса

$$Gc(t_1 - t_2) = G_B c_B (t'_2 - t'_1),$$

где G – количество продукта, кг; G_B – количество воды, кг; c – теплоемкость продукта; Дж/(кг·°C); t_2 и t'_2 – конечная температура молока и воды, °C; t_1 и t'_1 – начальная температура молока и воды, °C; c_B – теплоемкость воды, Дж/(кг·°C).

3.3. РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ МОЛОКА

Расчет пластинчатых теплообменных аппаратов для молока проводится в соответствии с методикой, изложенной в учебной литературе.

Тепловой поток, уходящий от жидкого продукта (молока, сливок, обрат) с теплоносителем, можно определить по формуле

$$Q = M_{\text{п}} c (t_{\text{н.п}} - t_{\text{к.п}}),$$

где $M_{\text{п}}$ – массовый расход жидкого продукта, кг/с; c – теплоемкость продукта, Дж/(кг·°С); $t_{\text{н.п}}$ и $t_{\text{к.п}}$ – начальная и конечная температура продукта, °С.

Теплоноситель непрерывно подается насосом в охладитель. Его нужно подавать в несколько раз больше, чем охлаждаемого продукта.

Отношение количества затраченного теплоносителя к количеству охлажденного продукта называется коэффициентом кратности расхода теплоносителя, который составляет для рассольной секции 1,5...2,5, для водяной секции – 2,5...3,0.

Если пренебречь потерями тепла в окружающую среду, то для водяной секции

$$Q_{\text{в}} = M_{\text{п}} c (T_{\text{н.п}} - T_0) = n_{\text{в}} M_{\text{п}} c_{\text{в}} (T_{\text{к.в}} - T_{\text{н.в}});$$

и для рассольной секции

$$Q_{\text{р}} = M_{\text{п}} c (T_0 - T_{\text{к.п}}) = n_{\text{р}} M_{\text{п}} c_{\text{р}} (T_{\text{к.р}} - T_{\text{н.р}}),$$

где $Q = Q_{\text{в}} + Q_{\text{р}}$ – теплота, отнимаемая водой и рассолом, Вт; $T_0 = T_{\text{н.в}} + \Delta T$ – температура продукта в конце водяной секции ($\Delta T = 3...5$ К); $n_{\text{в}}$ и $n_{\text{р}}$ – коэффициенты кратности расхода воды и рассола; $T_{\text{н.в}}$, $T_{\text{к.в}}$, $T_{\text{н.р}}$, $T_{\text{к.р}}$ – начальная и конечная температура воды и рассола, К.

Расход тепла, Дж/ч, пастеризатора

$$Q = Fk\Delta T_{\text{ср}} = M_{\text{п}} c (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}),$$

где F – площадь рабочей поверхности пастеризатора, м²; k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С); $\Delta T_{\text{ср}}$ – средняя логарифмическая разность температур, °С; $t_{\text{к}}$, $t_{\text{н}}$ – конечная и начальная температуры продукта, °С.

Расход пара на работу пастеризатора определяют из уравнения баланса теплообмена

$$G_2 c (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) = P(i - \lambda) \eta_T,$$

откуда

$$P = \frac{G_2 c(t_k - t_n)}{(i - \lambda) \eta_T},$$

где i – теплосодержание пара, Дж/кг; λ – теплосодержание конденсата, Дж/кг; η_T – тепловой КПД пастеризатора.

Снижение затрат теплоты (пара) на пастеризацию молока оценивают коэффициентом регенерации. Он показывает отношение количества теплоты Q_p , отданной от регенератора горячим молоком холодному, к количеству теплоты Q_n , которое необходимо для нагрева холодного молока до температуры пастеризации. Коэффициент регенерации

$$E = \frac{Q_p}{Q_n} = \frac{M_n c(t_p - t_x)}{M_n c(t_n - t_x)} = \frac{(t_p - t_x)}{(t_n - t_x)},$$

где t_p – температура регенерации, °С; t_x – температура холодного молока, °С; t_n – температура пастеризации, °С.

Значение коэффициента регенерации составляет $E = 0,3$ для прямоточных и $E = 0,5 \dots 0,8$ – для противоточных регенераторов.

Площадь поверхности регенератора, м²:

$$F = \frac{M_n c(t_p - t_x)}{k_p (1 - E)(t_n - t_p)},$$

где k_p – коэффициент теплопередачи регенератора, Вт/(м²·°С).

Средний температурный напор определяют из температурного графика (рис. 3.1), для построения которого рассчитывают недостающие значения температуры.

$$t_2 = t_1 + (t_3 - t_1)E;$$

$$t_4 = t_1 + t_3 - t_2;$$

$$t_5 = t'_B + 2,$$

где t_2 – температура регенерации, °С; t_1 – начальная температура молока, °С (6...10 °С); t_3 – температура пастеризации, °С (74...76 °С – при выработке питьевого молока и 86...88 °С – при выработке кефира); t_4 – температура молока между секциями регенерации и водяного охлаждения, °С; t_5 – температура молока между секциями водяного и рассольного охлаждения, °С; t'_B – начальная температура охлаждения воды, °С (8...10 °С).

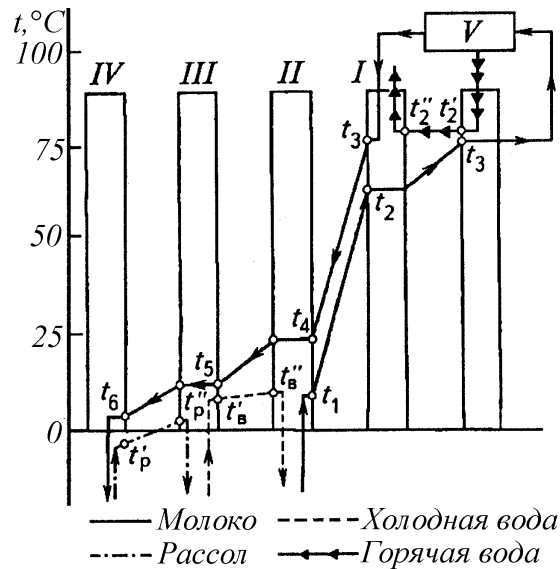


Рис. 3.1. Температурный график пластинчатого аппарата

Температуру горячей воды $t''_Г$, холодной воды $t''_В$ и рассола $t''_Р$ при выходе из секций рассчитывают по формулам:

$$t''_Г = t'_Г - \left(\frac{C_M}{C_Г n_Г} \right) (t_3 - t_2);$$

$$t''_В = t'_В + \left(\frac{C_M}{C_В n_В} \right) (t_4 - t_5);$$

$$t''_Р = t'_Р + \left(\frac{C_M}{C_Р n_Р} \right) (t_5 - t_6),$$

где $t'_Г$ – начальная температура горячей воды, °С ($t'_Г = t_2 + 2$); C_M , $C_Г$, $C_В$, $C_Р$ – удельная теплоемкость соответственно нагреваемого продукта, горячей воды, холодной воды и рассола, Дж/кг; $n_Г$, $n_В$, $n_Р$ – кратность расхода горячей воды ($n_Г = 4 \dots 8$), холодной воды ($n_В = 3$), рассола ($n_Р = 2,0 \dots 2,5$); $t'_Р$ – начальная температура рассола, °С ($-4 \dots -5$ °С); t_6 – конечная температура пастеризованного молока, °С (4 °С).

Из условия неразрывности потока находят число m параллельных каналов в пакете охладителя:

$$m = \frac{M_{\Pi}}{(10^3 \cdot v_{\Pi} b n)},$$

где v_{Π} – скорость движения молока по каналам охладителя ($v_{\Pi} = 0,25$ м/с); b – ширина канала, м; n – толщина зазора между рабочими поверхностями в пакете, м.

Площади рабочих поверхностей водяной S_B и рассольной S_P секций охладителя находят из уравнения Ньютона–Фурье:

$$S_B = \frac{Q_B}{k\Delta T_{cp}}, \quad S_P = \frac{Q_P}{k\Delta T_{cp}},$$

где k – общий коэффициент теплопередачи, $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}}$, Вт/(м²·К). Для пастеризационно-

охладительных установок производительностью 1,5...2,0 кг/с коэффициент теплопередачи секций пастеризации, регенерации, охлаждения водой и рассолом можно принять соответственно 2550...2620; 2100...2300; 1200...1500; 1050...1150 Вт/(м²·с). Для установок производительностью меньше 1 кг/с эти величины принимаются равными соответственно 1200, 1150, 1100 и 950 Вт/(м²·с); δ – толщина пластины, м.

Средняя логарифмическая разность температур определяется по уравнению Грасгофа

$$\Delta T_{cp} = \frac{(\Delta T_{max} - \Delta T_{min})}{2,31 \lg \left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} \right)},$$

где ΔT_{max} – разность температур между молоком и охлаждающей жидкостью на входе молока в данную секцию охладителя; ΔT_{min} – разность температур между молоком и охлаждающей жидкостью на выходе молока из данной секции охладителя.

Коэффициенты теплоотдачи α определяют из следующих формул:

$$\alpha_1 = \frac{Nu\lambda_B}{2h}, \quad \alpha_2 = \frac{Nu\lambda}{2h},$$

где λ_B – коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м²·К).

Критерий Нуссельта определяется по формуле

$$Nu = 0,1 Re^{0,7} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25},$$

где $Pr_{ж}$, $Pr_{ст}$ – критерии Прандтля соответственно для жидкости и стенки.

С учетом поправки на направление теплового потока:

$$\text{при нагревании} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} = 1,05;$$

$$\text{при охлаждении} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} = 0,95.$$

Число пластин в секции можно определить по формуле

$$z_{\text{пл}} = \frac{S}{f_{\text{пл}}},$$

где $f_{\text{пл}}$ – площадь рабочей поверхности одной пластины.

3.4. РАСЧЕТ СЕПАРАТОРОВ-СЛИВКООТДЕЛИТЕЛЕЙ

Для выделения из молока молочного жира используют явление естественного отстоя, когда в спокойно стоящем сосуде с молоком жировые шарики всплывают к поверхности сосуда, образуя слой сливок.

Скорость всплытия

$$v = g\tau,$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; τ – фактор разделения, с.

Значение τ определяется по формуле

$$\tau = \frac{2(\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{ж}})r^2}{9\eta_{\text{п}}},$$

где $\rho_{\text{п}}$, $\rho_{\text{ж}}$ – плотности плазмы и жира, кг/м^3 ; r – радиус жирового шарика, м; $\eta_{\text{п}}$ – вязкость, Па·с.

Медленный процесс отстоя резко убыстряется в молочных сепараторах. Определим производительность сепаратора-сливкоотделителя по Г. И. Бремеру. Схема движения молока в межтарелочном пространстве показана на рис. 3.2, а.

Разделяемый поток молока, состоящий из частиц плазмы плотностью $\rho_{\text{п}}$ и жировых шариков плотностью $\rho_{\text{ж}}$, направляется во вращающийся барабан сепаратора, где возникает поле действия центробежных сил и происходит отстойное центрифугирование. При этом на каждую взвешенную частицу действует центробежная сила $F_{\text{ц}}$, отбрасывающая частицу от центра к периферии со скоростью $v_{\text{с}}$, равной скорости осаждения (отстоя).

Для оценки эффективности отстоя в центробежных устройствах сравним центробежную силу $F_{\text{ц}}$ с силой тяжести P , действующих в поле гравитации при естественном отстое по соотношению $F_{\text{ц}}/P = m\omega^2 R/mg = \omega^2 R/g$, откуда

$$F_{\text{ц}} = P\omega^2 R/g = \tau P,$$

где $\tau = \omega^2 R/g$ – фактор разделения, показывающий, во сколько раз действие центробежной силы превосходит силу тяжести. Чем больше фактор разделения, тем выше разделяющая способность сепаратора; R – радиус барабана, м.

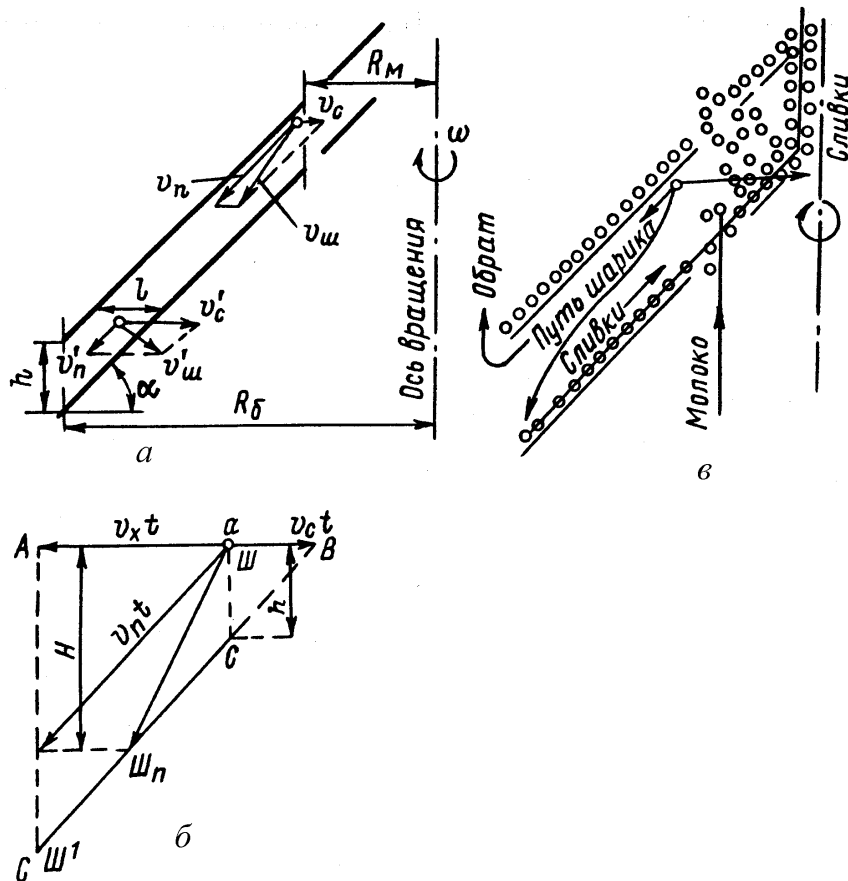


Рис. 3.2. Движение молока в межтарелочном пространстве барабана сепаратора:

а – выделение жирового шарика; *б* – токи обрат и сливок; *в* – план скоростей

Выразим угловую скорость ω , с^{-1} , через частоту вращения, n , с^{-1} , барабана сепаратора, и примем $\pi^2 \approx g$. Тогда выражение для фактора разделения

$$\tau = 4n^2 R.$$

Из полученного выражения видно, что эффективность сепарирования выгоднее увеличивать за счет частоты вращения, а не радиуса барабана, так как частота вращения в квадрате.

По вертикальным каналам пакета тарелок в межтарелочное пространство поступает молоко с находящимися в нем жировыми шариками (рис. 3.2, б). Здесь жировые шарики участвуют в сложном движении. Одна составляющая движения определяется скоростью v_n потока молока и направлена по образующей тарелки, другая – центробежной силой в относительном движении со скоростью v_c и направлена перпендикулярно оси вращения (скорость «всплытия» шариков). Скорость v_n потока молока в межтарелочном пространстве (рис. 3.2, а)

$$v_n = \frac{V_t}{2\pi R l z},$$

где V_i – объемный расход сепаратора, $\text{м}^3/\text{с}$; l – расстояние между соседними тарелками по горизонтали, м ; z – число межтарелочных пространств в барабане.

При ламинарном режиме движения скорость v_c осаждения определится по формуле Стокса с учетом фактора разделения:

$$v_c = \frac{d^2 g (\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{ж}}) \omega^2 R}{18 \eta_{\text{п}} g} = \frac{d^2 \omega^2 R (\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{ж}})}{18 \eta_{\text{п}}},$$

где d – диаметр жирового шарика, м .

В процессе центробежного осаждения значения τ и v_c изменяются как зависящие от расстояния R от оси вращения барабана до рассматриваемой частицы. Радиус вращения изменяется от R_m до R_6 (рис. 3.2, а).

Исследованиями установлено, что в диапазоне температур от 238 до 343 К физические свойства плазмы и молочного жира связаны зависимостью $(\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{ж}})/\eta_{\text{п}} = 2900 (T - 273)$, где T – температура молока, К.

Тогда скорость всплытия шариков определится по формуле

$$v_c = 161 d^2 \omega^2 R (T - 273).$$

Абсолютная скорость движения жирового шарика $\bar{v}_{\text{ш}}$ равна геометрической сумме переносной и относительной скоростей: $\bar{v}_{\text{ш}} = \bar{v}_{\text{п}} + \bar{v}_c$.

Как следует из анализа формул для определения скоростей $\bar{v}_{\text{п}}$, \bar{v}_c , при продвижении жирового шарика в межтарелочном пространстве барабана относительная скорость будет возрастать, так как возрастает R , а переносная – уменьшаться, так как с увеличением R увеличивается сечение потока молока. Эти изменения приводят к изменению величины и направления результирующей скорости движения шариков $\bar{v}_{\text{ш}}$. В результате этого жировые шарики оседают на верхних поверхностях тарелок и непрерывно продвигаются к оси вращения барабана.

Потоки сливок и обрата схематично показаны на рис. 3.2, б. При их анализе видно, что чем мельче жировой шарик, тем ближе к внешнему краю тарелки он опустится. Часть мелких жировых шариков, не достигших поверхности тарелки, выносятся с потоком обрата. Жировые шарики, опустившиеся на верхнюю поверхность нижней тарелки, движутся к центру вращения, в направлении общему потоку обрата. Сепараторы имеют устройство, позволяющее настраивать их на такой режим работы, при котором потери жировых шариков будут сведены к минимуму. Эта регулировка называется настройкой сепаратора на «остроту разделения».

Предельное положение жирового шарика, который при данном режиме работы сепаратора достигнет сливочного потока на краю нижележащей тарелки, показано на рис. 3.2, в. Пусть средняя переносная скорость будет \bar{v}_Π , относительная \bar{v}_c , время движения в межтарелочном пространстве t . В выбранном масштабе нанесем на чертеж пути движения шарика в переносном и относительном движениях за время t . Длина пути, проходимая потоком, равна рабочей длине образующей усеченного конуса тарелки. Высоту тарелки обозначим через H , а расстояние между тарелками по высоте обозначим через h . Проекция пути шарика при переносном движении на горизонтальную ось обозначим через $v_x t$. Так как $\Delta ABC \approx \Delta abc$ и $v_c = v_\Pi \cos \alpha$, то мы можем записать соотношения: $v_x / v_c = v_\Pi \cos \alpha / v_c = H / h$.

С учетом значений \bar{v}_Π , \bar{v}_c в формулах получим

$$\frac{v_x}{v_c} = \frac{9V_t \cos \alpha \eta_\Pi}{\pi R l z d^2 \omega^2 R (\rho_\Pi - \rho_{ж})}$$

По рекомендациям В. Н. Стабникова и В. И. Баранцева для определения подачи сепаратора рассмотрим элементарный кольцевой объем dV сепарирующей части барабана, ограниченной толщиной кольца dR . При этом $dV = 2\pi h z R dR$, где h – расстояние между тарелками по вертикали, м.

Продолжительность пребывания молока в объеме V составит $dt = dV / V = 2\pi h z R dR / V$.

За это время находящийся в молоке жировой шарик, двигаясь со скоростью осаждения v_c , переместится в направлении к оси вращения на расстояние

$$dl = v_c dt = \frac{2\pi h z d^2 \omega^2 (\rho_\Pi - \rho_{ж}) R^2 dR}{18V \eta_\Pi}$$

За время прохождения полного рабочего объема барабана, ограниченного радиусами R_M и R_6 (рис. 3.2, а), жировой шарик должен успеть переместиться в потоке на расстояние l .

Проинтегрируем последнее выражение в пределах от 0 до l и от R_M и R_6 , получим

$$l = \frac{2\pi h z d^2 \omega^2 (\rho_\Pi - \rho_{ж}) (R_6^3 - R_M^3)}{18V \eta_\Pi \cdot 3}$$

После подстановки в это выражения значения $l = h / \operatorname{tg} \alpha$ и упрощения, получим формулу для расчета производительности V_t (м/с) сепаратора:

$$V_t = \frac{d^2 \omega^2 z \operatorname{tg} \alpha (R_6^3 - R_M^3) (\rho_\Pi - \rho_{ж}) \eta_c}{8,6 \eta_\Pi},$$

где η_c – КПД сепаратора $\eta_c = 0,5 \dots 0,7$).

Мощность $N_{\text{разг}}$, необходимую для разгона барабана сепаратора до номинальной частоты вращения, определим по формуле

$$N_{\text{разг}} = \frac{J\omega^2}{1000t},$$

где ω – номинальная угловая скорость барабана, с^{-1} ; t – время разгона барабана, с ($t = 60 \dots 180$ с).

Мощность $N_{\text{в}}$ на преодоление трения барабана о воздух

$$N_{\text{в}} = \frac{C\rho v^3 F}{8000},$$

где $C = 0,3$ – постоянный коэффициент; $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха при $T = 293 \text{ К}$; v – окружная скорость барабана, м/с ; F – площадь боковой поверхности барабана, м^2 .

Пусковая мощность сепаратора

$$N_{\text{п}} = \frac{(N_{\text{разг}} + N_{\text{в}})}{\eta},$$

где $\eta = 0,8 \dots 0,85$ – КПД сепаратора.

Мощность $N_{\text{х.х}}$ холостого хода

$$N_{\text{х.х}} = \frac{N_{\text{в}}}{\eta}.$$

Мощность рабочего хода сепаратора

$$N_{\text{р.х}} = \frac{N_{\text{с}} + N_{\text{в}}}{\eta}, \quad (3.61)$$

где $N_{\text{с}}$ – мощность, потребная для преодоления гидравлических сопротивлений в барабане и сообщение кинетической энергии выбрасываемой жидкости, кВт;

$$N_{\text{с}} = \frac{4\varphi Q \pi^2 n^2 r_0^2}{3600 \cdot 2g \cdot 102} \approx 5,5 \cdot 10^{-6} \cdot \varphi Q n^2 r_0^2,$$

где φ – коэффициент, учитывающий направление струи ($\varphi \approx 1,1$); Q – действительная производительность сепаратора, кг/ч ; n – частота вращения сепаратора, с^{-1} ; r_0 – расстояние от оси вращения до центра входного отверстия, м .

3.5. РАСЧЕТ ДОИЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Высокой продуктивности коров можно достигнуть только в случае, если доильная машина будет стимулировать естественный процесс молокоотдачи. Основная трудность при этом – правильное функционирование всех элементов биотехнической системы «человек–машина–животное», в которой два последних элемента противоположны по своей природе.

Поэтому работа доильного аппарата должна проходить в строгом соответствии с физиологией животного.

Расчет доильных аппаратов предполагает определение длительности тактов, а также обоснование выбора конструктивных параметров пульсатора и коллектора.

Рабочий цикл доильного аппарата графически изображается в виде индикаторных диаграмм, показывающих в каждый момент давление воздуха в межстенной и подсосковой камерах доильного стакана.

На рисунке 3.3 представлены диаграммы идеальных процессов работы двухтактного (рис. 3.3, а, б, з) и трехтактного (рис. 3.3, в, д) аппаратов.

По оси ординат отложено разрежение h , Па («нуль» разрежения соответствует атмосферному давлению), а по оси абсцисс – время t , с. Разрежение в межстенной камере $h_{м.к}$ откладывают от нулевой линии по оси ординат вверх, а в подсосковой камере $h_{п.к}$ – вниз.

Рабочий цикл $t_{ц}$ состоит из тактов сосания $t_1 = t_c$ и разгрузки t_2 , т.е. $t_{ц} = t_1 + t_2$. В двухтактных доильных аппаратах такт разгрузки равен такту сжатия $t_2 = t_{сж}$; в трехтактных – сумме тактов сжатия и отдыха, $t_2 = t_{сж} + t_o$, при этом частота пульсация определяется как $\nu = 1/t_{ц}$, $с^{-1}$.

Работа доильного аппарата всегда связана с наличием переходных процессов, характеризующих время перехода от одного такта к другому, например от такта сосания к такту разгрузки, t_{1-2} , и от такта разгрузки к такту сосания, t_{2-1} , которые на рис. 3.3, з, д показаны наклонными линиями. Средняя продолжительность тактов при этом определяется интервалами времени, отнесенными к средней высоте ординат (давлений) на диаграммах.

Реальные индикаторные диаграммы имеют более сложный характер, некоторые из них представлены на рис. 3.4.

Для аппарата «Волга» (рис. 3.4, а) длительность тактов, определяемая по соответствующему среднему значению давления на индикаторной диаграмме, будет включать $t_c = 0,531$ с, $t_{сж} = 0,116$ с и $t_o = 0,315$ с. Следовательно, относительная длительность такта сосания составит $\delta_c = t_c / (t_{сж} - t_o) = 1,23$. Максимальное разрежение в камерах $h = 50,5$ кПа наблюдается при частоте пульсаций $\nu = 1,03$ $с^{-1}$ (62 мин⁻¹).

Для двухтактного аппарата АДУ-1 (рис. 3.4, б) длительности тактов составляют $t_c = 0,404$ с, $t_{сж} = 0,167$ с, длительность цикла $t_{ц} = 0,571$ с при частоте пульсаций $\nu = 1,75$ $с^{-1}$. Относительная длительность такта сосания будет равна $\delta_c = t_c / t_{сж} = 2,41$. Особенностью рассматриваемой диаграммы является то, что линия 1 представляет прямую, так как в подсосковой камере сохраняется постоянный вакуум. Диаграмма и рабочий процесс доильного аппарата АДУ-1 проще, чем у аппарата «Волга», так как на ней отсутствуют переходы t' , t'' и t''' .

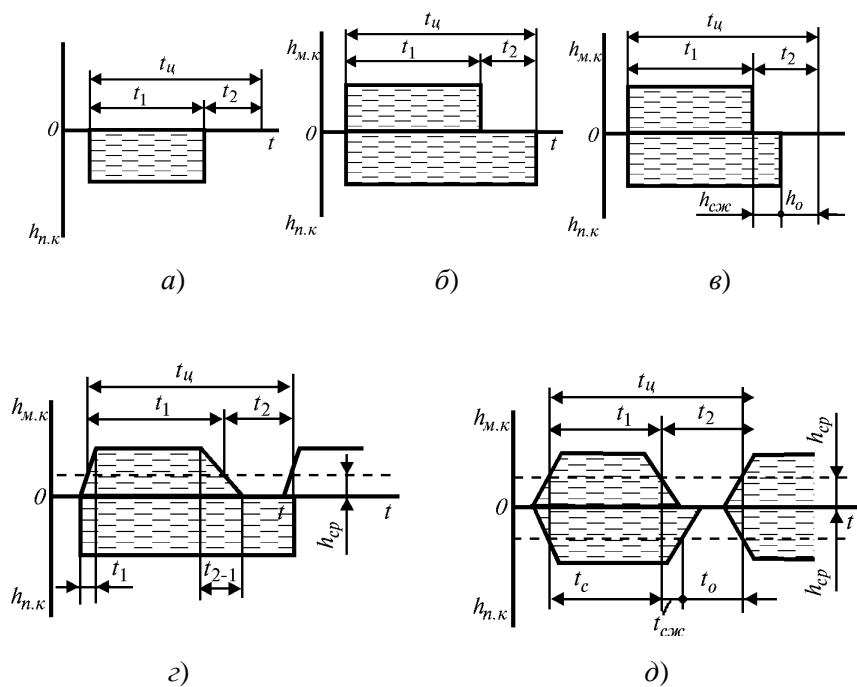


Рис. 3.3. Индикаторные диаграммы (идеальные) работы доильных аппаратов:

a – двухтактного с однокамерными стаканами; *б* – двухтактного с двухкамерными стаканами;
в – трехтактного; *г* – двухтактного при наличии переходных процессов;
д – трехтактного при наличии переходных процессов

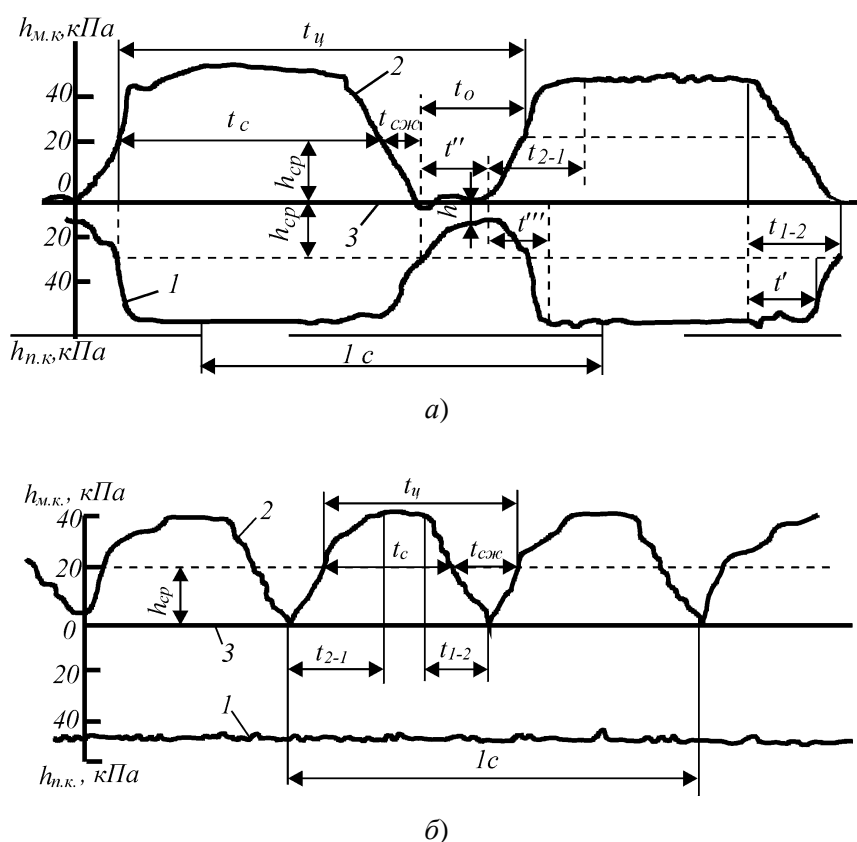


Рис. 3.4. Действительные индикаторные диаграммы рабочего процесса доильных аппаратов:

a – трехтактного «Волга»; *б* – двухтактного АДУ-1; 1 – давление в подсосковых камерах;
2 – давление в межстенных камерах; 3 – атмосферное давление

При установившемся режиме работы доильного аппарата длительность тактов определяется по интервалам времени, через которые происходит переключение клапана пульсатора. Расчет основан на учете закономерностей перетекания воздуха из управляющей камеры 4П пульсатора в рабочую камеру 2П или из рабочей камеры в управляющую. Воздух через регулируемый канал малого сечения перетекает под действием перепада давлений, имеющих в этих камерах. При установившемся режиме откачивание воздуха из геометрической емкости постоянного объема (камера 4П) в камеру неограниченного объема (камера 2П) происходит за время t_1 , соответствующее в основном такту сосания.

При этом в камере 4П разрежение возрастает от h_2 до h_1 , в то время как в системе вакуумпровода поддерживается постоянный вакуум. Впуск воздуха из камеры 2П неограниченного объема в геометрическую емкость камеры 4П, в которой разрежение уменьшается от h_1 до h_2 , происходит за время t_2 , соответствующее такту разгрузки. При пуске аппарата в управляющей камере 4П разрежение равно атмосферному (т.е. $h = 0$). Небольшое разрежение (4...13 кПа) в этой камере будет наблюдаться к концу такта сжатия, которое на индикаторных диаграммах доильных аппаратов, приведенных на рис. 3.3, отражения не получило.

Процессы откачивания и впуска описываются уравнениями Пуазейля, имеющими следующий вид.

При такте сосания время откачивания составляет

$$t_1 = \frac{V}{(76-h)k_p} \ln \left(\psi_1 \frac{h-h_2}{h-h_1} \right). \quad (3.1)$$

При такте разгрузки время впуска составляет

$$t_2 = \frac{V}{76k_p} \ln \psi_2 \frac{h_1}{h_2}, \quad (3.2)$$

где V – объем камеры 4П пульсатора, см³; k_p – коэффициент Пуазейля, учитывающий размеры канала и вязкость воздуха, $k_p = \pi d_0^4 / 128 l_0 \eta_v$; d_0 и l_0 – соответственно диаметр и длина канала, соединяющего камеры 2П и 4П пульсатора, см; η_v – динамическая вязкость воздуха, $\eta_v = 18,1 \cdot 10^{-6}$, Па·с; ψ_1 и ψ_2 – переменные коэффициенты.

Переменные коэффициенты ψ_1 и ψ_2 учитывают время на переключение клапанов и уровень вакуума в камерах пульсатора, которые находят из выражений:

$$\psi_1 = \frac{152 - (h + h_1)}{152 - (h - h_2)};$$

$$\psi_2 = \frac{152 - h_2}{152 - h_1}.$$

Разделим выражение (3.1) на (3.2) и получим соотношение длительности такта к времени разгрузки:

$$\delta_c = \frac{t_1}{t_2} = \frac{76}{(76 - h)} \frac{\ln \psi_1 \frac{h - h_2}{h - h_1}}{\ln \psi_2 \frac{h_1}{h_2}}.$$

Для расчета длительности тактов по формулам необходимо определить крайние пределы вакуума h_1 и h_2 в управляющей камере, которые зависят от параметров биологической (сопротивление извлечению молока) и технической (уровень разрежения) подсистем.

Рассмотрим методику расчета пульсатора доильного аппарата.

Составим и решим для двух случаев уравнения равновесия сил, действующих на клапаны и мембрану: 1) в момент перехода от такта сосания к такту сжатия, при этом клапан поднимается из нижнего положения в верхнее; 2) в момент перехода от такта сжатия к такту сосания, когда клапан опускается из верхнего положения в нижнее, соединяя камеру 2П с областью постоянного вакуума.

В первом случае вниз направлены сила тяжести подвижных частей G (рис. 3.5) и вызванная давлением воздуха на верхний клапан площадью $F_{в.к}$ сила

$$P_{в.к} = (h - h_1)F_{в.к}.$$

Вверх будут направлены сила R_M , N , упругости мембраны, защемленной по ее периметру, и обусловленная давлением атмосферного воздуха из камеры 3П на кольцо мембраны площадью F_k сила P_k , N :

$$P_k = h_1 u F_k,$$

где u – коэффициент активности мембраны, позволяющий учесть часть нагрузки, которая от мембраны передается на стержень клапана, определяемая по формуле Б. Н. Бежанова:

$$u = \left[\frac{1}{3} + d_k/d_M + (d_k/d_M)^2 \right] / \left[1 + 2d_k/d_M + (d_k/d_M)^2 \right],$$

где d_M – наружный диаметр мембраны, м; d_k – внутренний диаметр кольцевой камеры, м.

Тогда уравнение равновесия сил в момент перехода клапана из нижнего положения в верхнее имеет вид

$$P_{в.к} + G = P_k + R_M \quad \text{или} \quad (h - h_1)F_{в.к} + G - R_M = h_1 u F_k.$$

Отсюда

$$h_1 = (hF_{в.к} + G - R_M) / (F_{в.к} + uF).$$

По результатам экспериментов установлено, что упругая сила R_M мембраны находится в пределах 1...3 Н.

Во втором случае вниз направлены сила тяжести подвижных частей G (рис. 3.6), R_M – упругая сила мембраны и обусловленная давлением воздуха на нижний клапан площадью $F_{н.к}$ сила $P_{н.к} = hF_{н.к}$.

Вверх направлены обусловленная давлением на кольцо мембраны площадью F_k сила $P_k = h_2 u F_k$ и вызванная давлением на шайбу площадью $F_{ш}$ сила $P_{ш} = h_2 F_{ш}$.

В момент перехода клапана из верхнего положения в нижнее уравнение сил примет вид

$$P_{н.к} + G + R_M = P_{ш} + P_k.$$

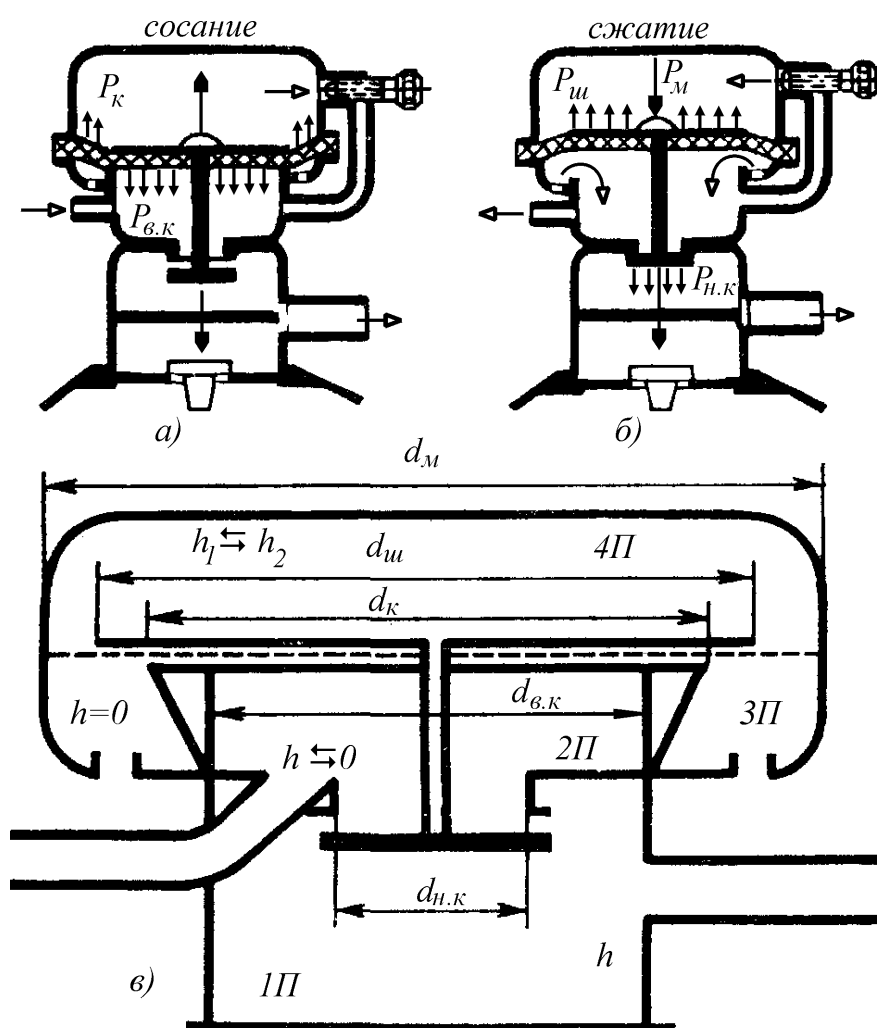


Рис. 3.5. Действие сил в пульсаторе доильного аппарата «Волга»:

а – схема сил в такте сосания; б – схема сил в такте сжатия; в – расчетная схема

После подстановки $P_{ш}$ и $P_{к}$ и соответствующих преобразований получим

$$h_2 = (hF_{н.к} - G - R_M) / (F_{ш} + uF_{к}).$$

Приведенные формулы справедливы для любого мембранного пульсатора, имеющего управляющую камеру 4Π постоянного объема, и необходимы для расчета соотношения длительности тактов. При этом предельные значения давлений h_1 и h_2 необходимо определять с учетом размеров пульсатора и особенностей его конструктивной схемы.

Для двухтактного аппарата «Майга» (рис. 3.6) они имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} h_1 &= \frac{1}{F_{ш} + uF_{к}} [h(F_{ш} + uF_{к} - F_{в.к}) - G - R_M]; \\ h_2 &= \frac{1}{F_{ш} + uF_{к}} [h(F_{ш} + uF_{к} - F_{в.к}) - G + R_M]. \end{aligned} \right\}$$

При расчете действительных значений длительности тактов следует учитывать переходные процессы за пульсатором.

Отличительной особенностью трехтактного аппарата является наличие такта отдыха, длительность которого определяется мембранно-клапаном механизмом коллектора, управляемым пульсатором. Для его работы характерны два момента: 1) момент перехода от такта сосания к такту разгрузки (рис. 3.7, б), когда клапаны при разрежении переходят из верхнего положения в нижнее; 2) момент перехода от такта разгрузки к такту сосания, когда при разрежении клапаны перемещаются из нижнего положения в верхнее (рис. 3.7, в).

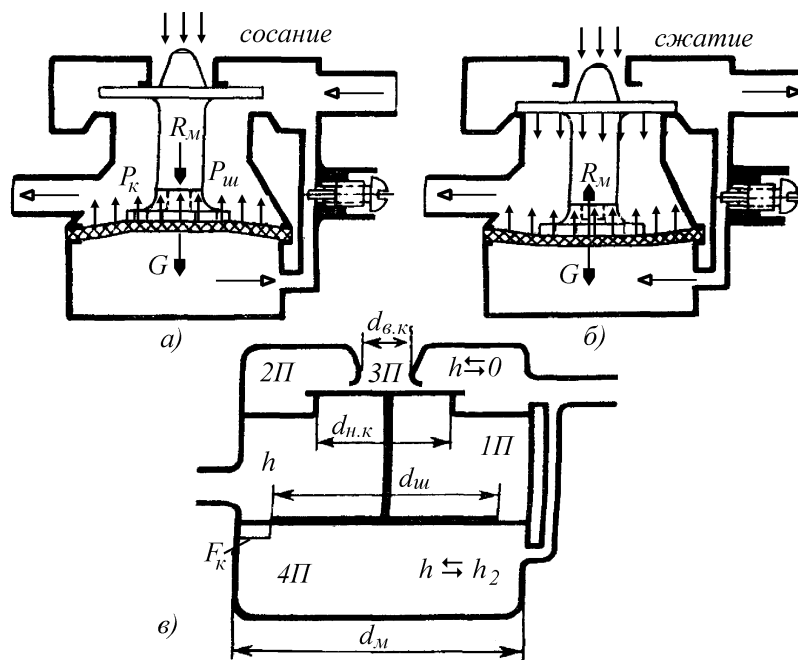


Рис. 3.6. Действие сил в пульсаторе доильного аппарата «Майга»:

а – схема сил в такте сосания; б – схема сил в такте сжатия; в – расчетная схема

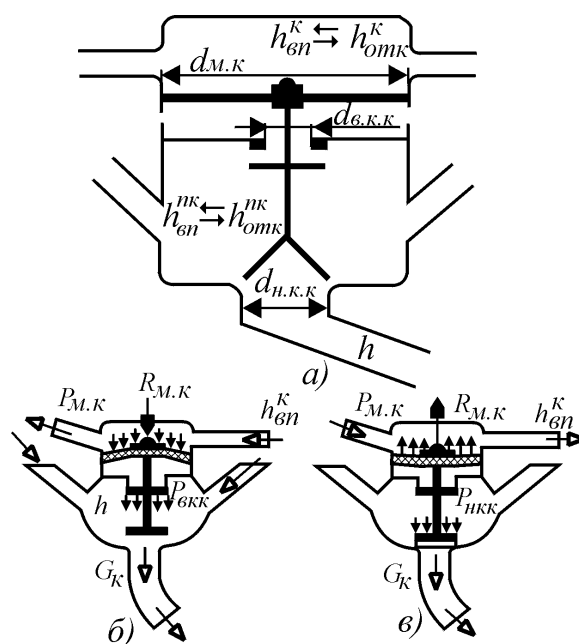


Рис. 3.7. Схема коллектора доильного аппарата «Волга»:

a – расчетная схема; *б* – схема сил в такте сжатия; *в* – схема сил в такте отдыха

Методика расчета клапанного механизма коллектора аналогична расчету клапанов пульсатора.

3.6. СХЕМА ДОИЛЬНОЙ МАШИНЫ И РАСЧЕТ РАСХОДА ВОЗДУХА

Машинное доение облегчает работу людей и повышает производительность труда. В доильной машине имеются исполнительный механизм, трансмиссия и двигатель. Главные ее части – вакуумный насос, вакуум-провод и доильный аппарат. Вакуумный насос служит для откачивания воздуха и создания вакуумметрического давления в доильном аппарате. Связующим звеном между вакуумным насосом и доильными аппаратами является вакуум-провод, по которому вакуумметрическое давление от вакуумного насоса распространяется в доильные аппараты.

Главной исполнительной частью доильной машины является доильный аппарат, который непосредственно контактирует с животным, отсасывая молоко из вымени коровы.

Доильные машины, выпускаемые промышленностью, в основном удовлетворяют зоотехническим требованиям. При выполнении оператором машинного доения технологической дисциплины они обеспечивают полное выдаивание и совершенно безопасны для коровы.

В состав доильной машины (рис. 3.8) входит: вакуумная установка, включающая вакуумный насос 1 с электродвигателем, глушителем и предохранителем 2; вакуум-балон 8; вакуум-провод с вакуумметром 3 и вакуум-регулятором 7; доильные аппараты 5, подключаемые к вакуумной линии через вакуумные краны 4.

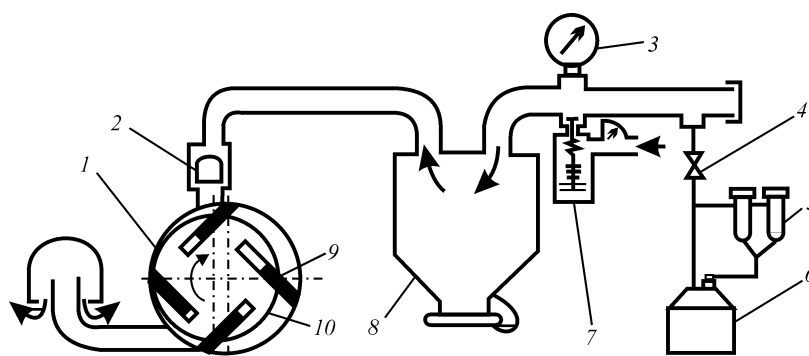


Рис. 3.8. Схема доильной машины

Технологический процесс работы доильной машины происходит следующим образом. Создаваемое вакуум-насосом разрежение распространяется через вакуум-баллон по вакуум-проводу через открытые вакуумные краны в доильные аппараты, обеспечивающие процесс доения и сбора молока в доильном ведре 6. При работе доильных установок с молокопроводом молоко из доильного аппарата отсасывается в молокопровод, по которому воздушным потоком транспортируется в молокоприемник.

Одним из основных конструктивных звеньев доильной машины является вакуумная линия. Величина рабочего вакуума в подсосковой камере доильного стакана существенно влияет на молокоотдачу коров и на процесс машинного доения. Уменьшение этой величины приводит к изменению технических показателей доильных аппаратов, к нарушению стереотипа доения и торможения рефлекса молокоотдачи, а, следовательно, к снижению продуктивности коров.

При увеличении рабочего вакуума животные испытывают неприятные ощущения. Кроме того, доильные стаканы под действием высокого вакуума наползают на соски, перекрывают молочные каналы, что приводит к заболеванию вымени.

Потребная подача вакуумного насоса включает в себя расход воздуха доильными аппаратами и системой вакуум-провода, зависящих от глубины вакуума, частоты пульсаций, типа доильного аппарата и вместимости камер и трубок, в которых действует переменное разрежение.

Примем процесс расширения воздуха при откачивании его из камер доильных стаканов изотермическим, а суммарную вместимость этих камер для одного аппарата равной V_a (м³). Объем воздуха V_h , м³, после расширения по закону Бойля–Мариотта составит

$$V_h = p_6 V_a / p_h,$$

где p_6 – барометрическое (атмосферное) давление, кПа; V_a – начальный объем воздуха в камерах при атмосферном давлении, м³; p_h – атмосферное давление в камерах при вакууме h , т.е. после откачивания воздуха, кПа.

Абсолютное давление после откачивания равно

$$p_h = p_6 - h,$$

а соответствующий объем воздуха определяем из соотношения [22]

$$V_h = p_6 V_a / (p_6 - h).$$

Объем воздуха $V_{ц}$, подлежащий откачиванию за один цикл работы аппарата, получается из равенства

$$V_{ц.прив} = V_{ц} h / p_6.$$

После преобразований получаем объем воздуха, приведенный к атмосферному давлению, откачиваемый за один пульс:

$$V_{ц.прив} = V_a h / p_6. \quad (3.3)$$

Из формулы (3.3) следует, что при вакууме, равном 52 кПа, необходимо откачать около половины всего воздуха, находящегося в камерах стаканов и в шлангах переменного вакуума доильного аппарата.

Объем аппарата «Волга» составляет 0,7 дм³, тогда при вакууме 52 кПа расход воздуха за один цикл составит 0,35 дм³. При частоте пульсаций 1 Гц и работе 10 аппаратов расход составит 0,0035 м³/с. По результатам экспериментальных данных действительный расход воздуха превосходит теоретический на 35% и составит 0,0047 м³/с.

Приблизительно потребный расход воздуха Q , м³/с, вакуумной системой можно определить по формуле, рекомендованной ВИЭСХом:

$$Q = 1,35 \nu V_a (1 + A),$$

где 1,35 – коэффициент, учитывающий несовершенство конструкций пульсатора и коллектора, выражающееся в протечке воздуха, при переключении клапанов; ν – частота пульсаций, Гц; V_a – начальный объем воздуха при атмосферном давлении, заключенный в камерах и трубках одного доильного аппарата, м³; A – коэффициент, учитывающий протечки воздуха из вакуумной системы вследствие ее недостаточной герметичности.

Коэффициент A находится по формуле

$$A = (100 + \sum \alpha) / 100,$$

где $\sum \alpha$ – суммарные потери, которые составляют по экспериментальным данным: $\alpha_1 = 10\%$ – утечки воздуха через зазоры в соединениях труб и в кранах; $\alpha_2 = 5\%$ – подсосы

воздуха через зазоры между сосками вымени и сосковой резиной стаканов; $\alpha_3 = 20\%$ – подсосы воздуха через доильные стаканы при надевании их на соски; $\alpha_4 = 25\%$ – подсосы воздуха при случайном спадании шлангов с воздушных кранов вакуум-провода и обусловленном им спадании стаканов; $\alpha_5 = 20\%$ – потеря подачи из-за перегрева насоса при длительной работе.

3.7. РАСЧЕТ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

Подача ротационного лопастного вакуумного насоса составляет

$$Q_T = (\pi D - \delta z) e L n \eta_M,$$

где D – диаметр статора, м; δ – толщина лопатки, м; z – число лопаток; e – эксцентриситет, м, $e = (D - d)/2$; d – диаметр ротора, м; L – длина ротора, м; n – частота вращения ротора, с^{-1} ; η_M – манометрический коэффициент, учитывающий изменение подачи насоса в зависимости от величины разрежения в системе $\eta_M = (P_a - h)/P_a$; P_a – атмосферное давление, Па; h – разрежение вакуумной системы, Па.

Мощность электродвигателя, потребляемая приводом вакуумного насоса, определяется по формуле

$$N = \frac{2\pi n M_{\max}}{\eta_{\text{пр}}},$$

где M_{\max} – максимальный крутящий момент, обусловленный сопротивлением всасывания, Н·м, $M_{\max} = h e D L$; $\eta_{\text{пр}}$ – КПД вакуумной установки ($\eta_{\text{пр}} = 0,75 \dots 0,85$).

Расчет ротационного водокольцевого насоса ведут по исходным данным: быстрота действия (подача) – S ($\text{м}^3/\text{с}$); давление всасывания – P (МПа); давление нагнетания – P_H (МПа); температура откачивания – $T = 293$ К; рабочая жидкость – вода; температура воды на входе – 288 К; откачиваемый газ – воздух.

Определяем геометрический объем, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$S_T = \frac{S}{\lambda},$$

где λ – коэффициент откачки, принимают $\lambda = (0,6 \dots 0,8)$.

Определяем расчетный наружный радиус r_2 (рис. 3.9) колеса:

$$r_2 = \sqrt{\frac{2S_T}{\psi u_2 \chi (1 - v^2)}},$$

где ψ – коэффициент, учитывающий влияние толщины лопаток, для литых колес $\psi = 0,65...0,85$, для сварных колес с лопатками из листовой конструкционной стали $\psi = 0,85...0,9$; u_2 – окружная скорость на периферии колеса, для воды принимается $u_2 = 16$ м/с; $\chi = b_0/r_2$ – относительная ширина колеса, $\chi = 1,5...2,2$; $\nu = r_1/r_2$ – отношение среднего радиуса ступицы колеса к наружному радиусу колеса, $\nu = 0,4...0,55$; b_0 – длина колеса, м.

Определяем расчетную частоту n , c^{-1} , вращения вала насоса, $n = u_2/2\pi r_2$.

Принимаем частоту n_B , c^{-1} , вращения вала насоса в соответствии с действительной частотой вращения двигателя.

В соответствии с принятой n_B , c^{-1} , уточняем ν , u_2 и r_2 .

Относительный зазор $\delta = \Delta/r_2$ принимают в пределах $\delta = 0,011...0,030$. Откуда зазор (см. рис. 3.9) между колесом и корпусом $\Delta = \delta r_2$, м.

Принимают отношение длины b корпуса к длине b_0 колеса $b/b_0 = 1,03...1,05$.

Относительный эксцентриситет

$$\varepsilon = e/r_2 = 0,145...0,125,$$

где e – эксцентриситет, м.

Внутренний радиус R , м, корпуса определяют из выражения

$$R = (2r_2 + \Delta + 2e)/2.$$

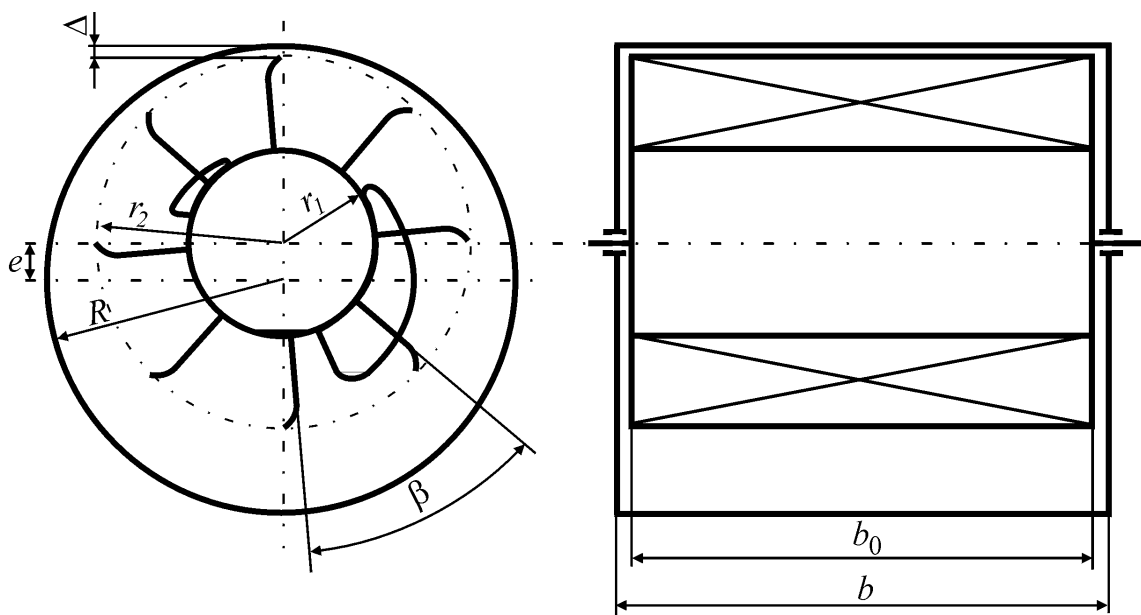


Рис. 3.9. Расчетная схема вакуумного насоса

Оптимальное число лопаток

$$z_{\text{опт}} = \pi \sqrt{R(1-k)^2 / 3S_{\text{л}}},$$

где k – коэффициент, определяемый по выражению $k = e/R$; $S_{\text{л}}$ – толщина лопатки, $S_{\text{л}} = 0,004 \dots 0,008$ м.

Уточняем геометрический объем S_{Γ} :

$$S_{\Gamma} = \pi r_2^2 b_0 \psi (1 - v^2) n$$

и быстроту действия:

$$S = S_{\Gamma} \lambda.$$

Число лопаток принимаем по скорости действия: при $S = 3 \dots 10$ м³/мин число лопаток $z = 8 \dots 12$; при $S > 3 - z = 12 \dots 20$.

Изотермическая мощность $N_{\text{из}}$, кВт

$$N_{\text{из}} = P S_{\Gamma} \ln \frac{P_{\text{н}}}{P}.$$

Эффективная мощность N_e , кВт, на валу насоса

$$N_e = \frac{N_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}}},$$

где $\eta_{\text{из}} = 0,3 \dots 0,4$ – изотермический КПД колеса.

Расход воды $Q_{\text{в}}$ принимается исходя из скорости действия S :

S , м ³ /с	0,75	1,5	3	6	12	25	50	150	300
$Q_{\text{в}}$, дм ³ /с, не более	0,05	0,15	0,2	0,25	0,5	1	1,5	8	12

3.8. РАСЧЕТ ДОИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

При проектировании технологического процесса доения коров необходимо учитывать систему ведения молочного животноводства, размеры фермы, способ содержания и продуктивность животных.

Технологический расчет дает обоснование для определения типа доильной установки и предусматривает определение общего количества доильных аппаратов, необходимых для доения животных, а также загрузки доильной установки и показателей производительности операторов.

Количество A_f необходимых для обслуживания всего поголовья животных на ферме определяется по формуле

$$A_f = km t / T_d ,$$

где k – коэффициент, учитывающий сухостойных коров ($k = 0,9 \dots 0,85$); m – поголовье животных на ферме; t – среднее время доения одной коровы, с; T_d – общая продолжительность доения всех коров, с (по зоотехническим требованиям $T_d = 5400 \dots 8100$ с).

Продолжительность доения одной коровы зависит от типа доильной установки, квалификации доярок, интенсивности молокоотдачи коровами: при доении в переносные ведра $t = 540 \dots 600$ с; в молокопровод $t = 360 \dots 480$ с; на установках типа «елочка» $t = 360 \dots 480$ с.

Оптимальное количество доильных аппаратов, которыми может работать одна доярка без простоев, определяется из соотношения

$$A_{da} = t_{ц} / t_p ,$$

где $t_{ц} = t_m + t_p$; t_m – машинное время доения коров, с ($t_m = 240 \dots 360$ с); t_p – время работы оператора, с (при доении в переносные ведра $t_p = 180 \dots 240$ с, в молокопровод $t_p = 120 \dots 180$ с, на установках типа «елочка» $t_p = 48 \dots 60$ с).

Количество коров, которое может обслужить оператор за все время дойки, определяется по формуле

$$N_k = (T_d - t_{ц}) / r + 1 ,$$

где r – ритм (шаг) потока, который равен промежутку времени между окончанием доения одной коровы и окончанием доения другой, выдаваемых последовательно одна за другой $r = t_{ц} / \Pi$, с; Π – интенсивность (плотность) потока, показывающая, сколько коров выдаивается одновременно (при доении в переносные ведра $\Pi = 5 \dots 6$, при доении на установках типа «елочка» $\Pi = 15 \dots 16$).

Пропускная способность линии доения для всех коров определяется по формуле

$$W = A_f [T_d - t_p (A_{da} - 1)] / t_{ц} .$$

Необходимое количество операторов для обслуживания всего поголовья коров на ферме определяется по формуле

$$n_{op} = W / N_k .$$

Производительность линии доения всего поголовья коров на ферме

$$W_{dc} = W / T_d .$$

Число доильных установок на ферме определяется по формуле

$$n_{du} = W_{dc} / W_{du} ,$$

где W_{du} – производительность доильной установки, гол/с.

Производительность доильных установок для доения в переносные ведра и в молокопровод определяется по формуле

$$W = A_{fp} [T_d - t_p (A_{da} - 1)] / t_{ц} ,$$

где A_{fp} – количество доильных аппаратов, входящих в комплект доильной установки.

Пропускная способность доильных установок типа «тандем»

$$W_{dt} = mk_g / [m(t_p + t_m + t_{п})] ,$$

где m – число коров, одновременно выдаиваемых на установке; k_g – число индивидуальных станков с боковым входом-выходом; $t_{п}$ – затраты времени на подход коровы от преддоильной площадки до станка, на впуск в станок и передвижение внутри него, а также выход коровы за пределы установки (можно принять $t_{п} = 90 \dots 180$ с).

Пропускная способность доильных установок типа «елочка» с групповыми проходными станками

$$W_{de} = 2 / [t_{bn} / N_e + (t_{max} + t_{zak}) / k_c] ,$$

где t_{bn} – суммарные затраты времени на впуск коровы, подготовку вымени и надевание доильных стаканов в расчете на одно животное, с ($t_{bn} = 90 \dots 180$ с); N_e – число операторов, обслуживающих доильную установку; t_{max} – максимальное машинное время доения наиболее тугодойких коров в стаде или группе, с ($t_{max} = 360$ с); t_{zak} – затраты времени на выполнение заключительных операций в течение одного цикла доения, с ($t_{zak} = 60 \dots 120$ с); k_c – число доильных станков в одной стороне доильной установки.

При доении на конвейерной доильной установке пропускная способность ее определяется по формуле

$$W_{dk} = A_f km / [t(1,1km + A_f - 1)] .$$

С увеличением числа станков конвейерной доильной установки средняя выработка на один станок уменьшается. Поэтому не всегда рационально повышать пропускную способность доильного зала, увеличивая число станков на одной установке.

4. РАСЧЕТ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ И РАЗДАЧИ КОРМОВ

4.1. РАСЧЕТ ИЗМЕЛЬЧАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ СОЧНЫХ И ГРУБЫХ КОРМОВ

Корнеклубнеплоды обычно загрязнены землей, песком и могут содержать посторонние примеси (камни, куски дерева, металла и др.), поэтому перед скармливанием животным их необходимо обязательно очищать, мыть и измельчать. Фактическая загрязненность корнеклубнеплодов после уборки может достигать 12...20% по массе и более. Допускаемая же загрязненность после мойки должна быть не более 2...3%. Продукт в воде следует держать недолго, иначе вымываются ценные питательные вещества (крахмал, сахар). Для моек непрерывного действия общее время пребывания корнеклубнеплодов в воде должно быть в пределах 60...120 с. Это время складывается из времени отмокания ($\tau_{от} = 60...90$ с), т.е. пребывания корнеклубнеплодов в загрузочной ванне, и времени мойки ($\tau_{м} = 30...40$ с), т.е. пребывания в желобе шнека. По опытным данным расход воды в среднем составляет 250...300 кг на 1000 кг корнеклубнеплодов. Размер частиц основной фракции после измельчения для крупного рогатого скота должен быть в пределах 10...15 мм, для свиней 5...10 мм, для птицы-мезга 2...4 мм. Корнеклубнеплоды измельчают непосредственно перед скармливанием или не более чем за 1,5...2,0 ч до скармливания, так как в нарезанном виде они быстро портятся.

К машинам для обработки корнеклубнеплодов предъявляют следующие зооинженерные требования:

- универсальность в отношении обработки различных видов и сортов корнеклубнеплодов;
- высокое качество мойки и измельчения продуктов при относительно малом расходе воды (до 0,4 л/кг) и электроэнергии;
- отсутствие порчи частиц продукта рабочими органами машин;
- возможность регулировки времени пребывания продуктов в воде с целью пропуска продуктов с различной степенью загрязненности;
- наличие устройства для отделения камней и других посторонних предметов;
- удобство очистки и удаления грязи и грязной воды;
- возможность максимальной степени механизации и автоматизации загрузки и выгрузки продукта;

- высокая производительность, позволяющая за 1...2 ч приготовить порцию корнеплодов, требуемую для разового кормления;
- высокое качество резки, определяемое однородностью стружки и минимальным образованием мезги и сока;
- хороший доступ к рабочим органам машины для быстрой регулировки или замены их и очистки;
- наличие предохранительного устройства, предупреждающего поломку рабочих органов;
- малые габаритные размеры, простота устройства, надежность в эксплуатации, долговечность работы.

Чтобы предотвратить заклинивание корнеплодов между валом шнека и кожухом, наружный диаметр шнека принимают 300...400 мм, а диаметр вала выбирают $D = (4...6)d$. С учетом размеров корнеплодов шаг S выбирают в пределах 300...400 мм. Но так как $S = \pi D \operatorname{tg} \alpha$, то угол $\alpha_{ш}$ подъема винтовой линии шнека должен находиться в пределах 10...20°. При массовой доле загрязнений корнеклубнеплодов $\delta_3 = 6...7\%$ длина шнека должна быть 2,5...3,0 м; при загрязненности 20% требуется шнек длиной до 6 м, что конструктивно выполнить трудно. В таких случаях корнеплоды последовательно пропускают через две моечные машины.

4.1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ МОЕК-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕЙ КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ

По конструкции рабочих органов корнеклубнемойки разделяются на кулачковые, барабанные, дисковые и с винтовым конвейером (рис. 4.1). По способу перемещения и установки они бывают стационарными и передвижными. В зависимости от технологии мойки корнеклубнеплодов их различают периодического и непрерывного действия. В настоящее время корнеклубнемойки совмещены с измельчающими аппаратами и преобразованы в корнеклубнемойки-корнерезки. Рабочий процесс всех моек основан на отделении загрязнений при трении корнеклубнеплодов о рабочие органы машины и друг о друга. Грязь, разбавляясь водой, оседает в определенных емкостях машины.

Кулачковая корнеклубнемойка имеет ванну с решеткой и рабочий орган – вал с укрепленными на нем по винтовой линии кулаками. У выходного торца на валу установлены выгрузные лопасти, которые переносят клубни за пределы ванны. Ванна представляет собой желоб, по длине перегороденный на секции, в которых устроены камнеуловитель и люки для удаления камней и грязи.

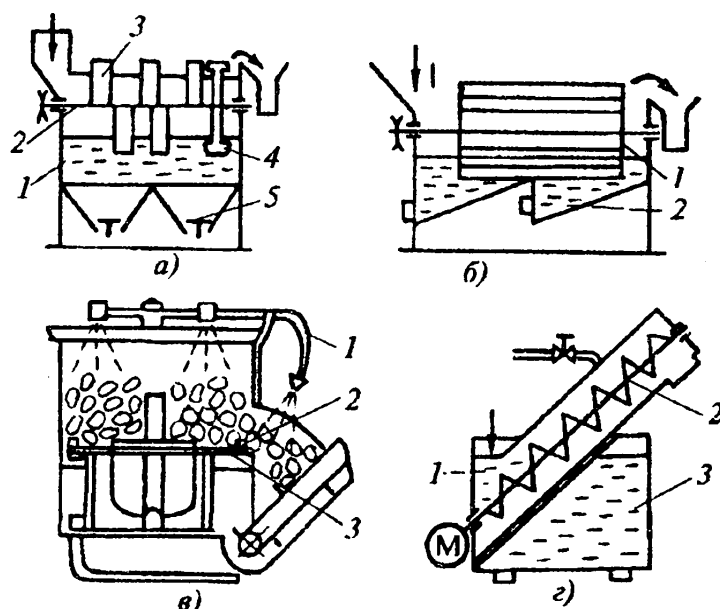


Рис. 4.1. Схемы корнеклубнемоек

Расход воды на обработку обычно не превышает 0,6...0,8л/кг. Барабанная корнеклубнемойка (рис. 4.1, б) имеет рабочий орган в виде пластинчатого барабана, вращающегося в ванне с водой. Корнеплоды, поступая с торца ванны и перемещаясь вдоль барабана, проходят путь, во время которого освобождаются от загрязнений. Последние оседают на дно ванны, а вымытые корнеплоды выбрасываются из барабана лопастью, укрепленной на его внутренней стенке у выгрузного торца. Машины этого типа используют также для сухой очистки (без применения воды).

Дисковая корнеклубнемойка (рис. 4.1, в) имеет моющий рабочий орган в виде плоского диска, к поверхности которого приварены выступы, выполняющие роль встряхивателей. Корнеплоды, попадая на вращающийся диск, совершают вместе с ним круговое движение и, пробуксовывая относительно поверхности диска, перемешиваются под действием выступов. Одновременно подаваемая из кольцевого оросителя вода отмывает загрязнения.

Шнековая корнеклубнемойка (рис. 4.1, г) представляет собой шнек, установленный в ванне. Шнек уложен в трубе, имеющей наклон к горизонту 25...90°. Труба, решетчатая в нижней части, вместе с подающей частью шнека помещена в бункер с водой и корнеплодами. При вращении шнека его витки захватывают продукт и перемещают его вдоль трубы к выходному окну. Навстречу продукту в трубу шнековой мойки подводят поток воды из отстойника ванны. Загрязнения оседают на дне ванны, которые периодически удаляются через специальный люк.

Кулачные и барабанные корнеклубнемойки отечественная промышленность теперь не выпускает. Дисковые клубнемойки не имеют камнеотделителя и отличаются повышенным расходом воды на обработку продукции.

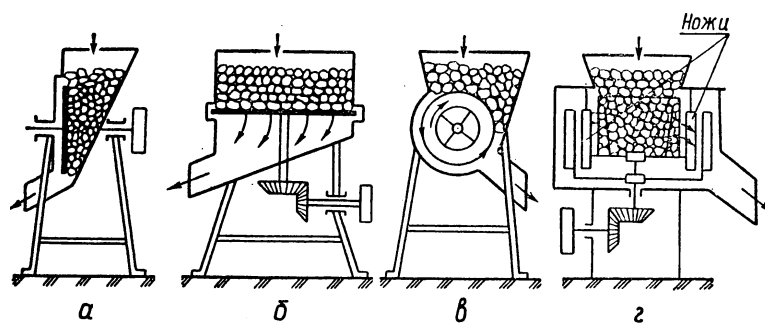


Рис. 4.2. Измельчители корнеплодов

В настоящее время заслуживает внимания и является перспективной сухая очистка корнеклубнеплодов от загрязнений на винтовых конвейерах. При этом отпадает необходимость в воде и ликвидируются загрязнения на местах очистки корнеплодов. Процесс очистки удешевляется.

Измельчители корнеплодов различают (рис. 4.2) дисковые, дисковые с вертикальным валом, барабанные и с неподвижными ножами. К измельчителям корнеклубнеплодов относятся корнерезки, корнетерки и различные измельчители, отличающиеся друг от друга устройством рабочих органов и степенью измельчения материала. В настоящее время широкое распространение и внедрение получили мойки-корнерезки с режущим рабочим органом ИКМ-5 и дробильным ИКС-5М.

4.1.2. РАСЧЕТ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ

Рабочий процесс измельчителя заключается в следующем:

- первый этап – предварительное резание кормов в первой ступени дискового типа;
- второй этап – подвод предварительно резанных корнеклубнеплодов к вальцово-ножевому устройству для измельчения;
- третий этап – продавливание вальцами измельчаемого материала через ножевую решетку;
- четвертый этап – выгрузка измельченных корнеклубнеплодов крыльчаткой.

Исходя из поставленной цели работы, на основе проведенного анализа существующих конструкций измельчителей корнеклубнеплодов нами разработан двухступенчатый измельчающий аппарат с первой ступенью дискового типа и второй ступенью – с плоскими ножами, установленными по кольцу и вальцовым подпором.

Первая ступень измельчения состоит из двух горизонтальных плоских ножей 8, установленных на вертикальном валу 11 под углом к плоскости вращения, противорезов 7 и упоров 9, закрепленных на внутренней поверхности накопителя цилиндрической камерой 10 (рис. 4.3).

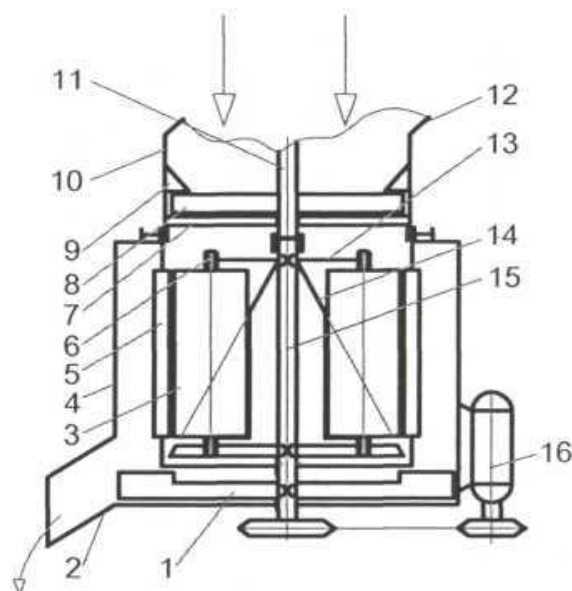


Рис. 4.3. Конструктивно-технологическая схема измельчителя корнеклубнеплодов

Вторая ступень измельчения состоит из цилиндрической камеры 4, по периметру которой установлен блок пластинчатых вертикальных ножей 5. Через центр камеры проходит вал 15, на котором закреплены крыльчатка 1, конус 14 и водило 13. На водиле 13 установлены вальцы 3, свободно вращающиеся на осях 6. Привод 16 устройства для измельчения включает в себя мотор-редуктор и цепную передачу.

Измельчающий аппарат работает следующим образом. Предварительно очищенные в мойке крупные корнеклубнеплоды через загрузочную горловину 12 поступают в накопитель 10, где под действием ножей 8 предварительно измельчаются, далее попадают на наклонный конус устройства для измельчения, где под действием сил тяжести и центробежных сил, создаваемых за счет вращения конуса 14, прижимаются к блоку ножей 5, захватываются вальцами 3 и продавливаются через ножевую решетку.

Степень измельчения корнеклубнеплодов регулируется установкой сменного блока 5 с различным расстоянием между ножами. Готовый продукт под действием крыльчатки 1 через горловину 2 выгружается из измельчающего аппарата. Такая конструктивно-технологическая схема работы измельчающего устройства позволяет снизить удельные затраты энергии за счет уменьшения скоростных характеристик рабочего органа.

Обоснование первой ступени измельчения

При работе измельчителя в составе технологической линии приготовления на основании данных о рационе и поголовье животных рассчитывают массу корнеклубнеплодов, подлежащих обработке:

$$q_{\text{корн}} = \sum_{j=1}^n a_j m_j,$$

где $q_{\text{корн}}$ – масса корнеклубнеплодов, подлежащих обработке, кг; a_j – масса корнеклубнеплодов в рационе j -й группе животных, кг; m_j – число животных j -й группы, гол.; n – число групп животных, шт.

При выборе времени на подготовку корма для одного кормления должны выдерживаться следующие соотношения:

– при приготовлении кормосмеси в потоке (кормоцех с непрерывным рабочим процессом):

$$T_{\text{раз}} \leq T_{\text{зоот}} \eta_{\text{см}} k_{\text{пом}},$$

– при порционном приготовлении кормосмеси (кормоцех с периодическим рабочим процессом) или при заготовке комбинированного силоса

$$T_{\text{раз}} = \eta T_{\text{см}},$$

где $T_{\text{раз}}$ – время, отводимое на подготовку корма для одного кормления, с; $T_{\text{зоот}}$ – время, затрачиваемое на раздачу корма в одном помещении по зоотехническим требованиям (для стационарных кормораздатчиков время $T_{\text{зоот}} = 1200$ с; для мобильных – $T_{\text{зоот}} = 1800$ с); $\eta_{\text{см}}$ – коэффициент использования сменного времени ($\eta_{\text{см}} = 0,6 \dots 0,7$ – средний уровень организации работы в кормоцехе; $\eta_{\text{см}} > 0,7$ – хорошая организация труда); $k_{\text{пом}}$ – количество заблокированных помещений, шт.; $T_{\text{см}}$ – длительность смены, с.

Производительность технологической линии определяется по выражению

$$Q_{\text{корн}} = \frac{q_{\text{корн}}}{T_{\text{раз}}},$$

где $Q_{\text{корн}}$ – требуемая производительность технологической линии, кг/с.

Для надежной работы технологической линии необходимо соблюдать условие, при котором пропускная способность последующей технологической операции должна быть больше или равна предыдущей, т.е.

$$Q_{k2} \geq Q_{\text{изм2}} \geq Q_{\text{изм1}} \geq Q_{\text{оч}} \geq Q_{\text{корн}},$$

где Q_{k2} – подача крыльчатки, кг/с; $Q_{\text{изм2}}$ – производительность второй ступени измельчающего аппарата, кг/с; $Q_{\text{изм1}}$ – производительность первой ступени измельчающего аппарата, кг/с; $Q_{\text{оч}}$ – производительность корнеклубнемоющей, кг/с.

Производительность дискового измельчающего аппарата определяется по формуле

$$Q_{\text{изм1}} = V_1 \rho_{k1} n_1 z_1, \quad (4.1)$$

где V_1 – объем продукта, отрезаемого ножом за один оборот, м^3 ; ρ_{k1} – насыпная плотность корнеклубнеплодов до измельчения, $\text{кг}/\text{м}^3$; n_1 – частота вращения режущего аппарата первой ступени измельчения, с^{-1} ; z_1 – количество ножей на первой ступени измельчения, шт.

Согласно рекомендациям для удобства балансировки количество ножей рекомендуется брать четным ($z_1 = 2; 4; 6; 8$ шт.).

Объем продукта, отрезаемый ножом за оборот (рис. 4.4):

$$V_1 = (R_{1H}^2 - R_{1B}^2) \pi h_1 k_1 k_2, \quad (4.2)$$

где h_1 – толщина резки, м; k_1 – коэффициент использования длины лезвия ножа. В соответствии с рекомендациями $k_1 = 0,75 \dots 0,85$; k_2 – коэффициент, учитывающий пустоты между частицами продукта, $k_2 = 0,6 \dots 0,7$; R_{1H} – радиус, описываемый наружной кромкой лезвия ножа, м; R_{1B} – радиус, описываемый внутренней кромкой лезвия ножа, м.

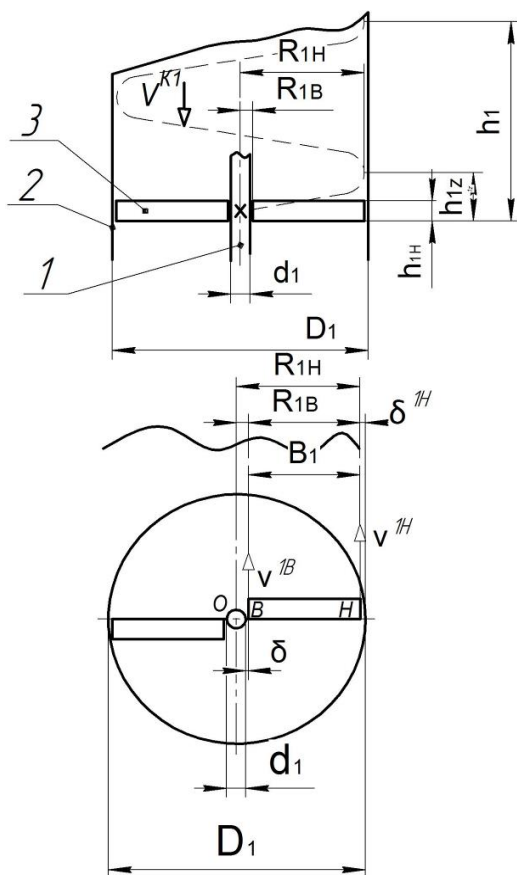


Рис. 4.4. Схема первой ступени измельчения:

1 – вал; 2 – корпус накопителя; 3 – нож горизонтальный

Подставим формулу (4.2) в формулу (4.1) и получим

$$Q_{\text{изм1}} = \pi(R_{\text{IH}}^2 - R_{\text{IB}}^2)h_1k_1k_2\rho_{k1}n_1z_1.$$

Внутренний диаметр корпуса первой ступени измельчения необходимо выбирать из условия свободного движения корнеклубнеплодов, т.е. без сводообразования. Для кусковых легкосыпучих материалов рекомендуется принимать диаметр из следующего условия:

$$D_1 \geq (4...6)a',$$

где a' – типичный размер корнеклубнеплодов, м.

Диаметр вала привода первой ступени измельчения выбирается из условия расчета на прочность в зависимости от частоты вращения, передаваемой мощности, условий нагрузки и допускаемых напряжений.

Обоснование параметров второй ступени измельчения

Корнеклубнеплоды, поступившие во вторую ступень измельчения, в конечном итоге продавливаются вальцами 3 (рис. 4.5) через установленные по кольцу плоские ножи 1.

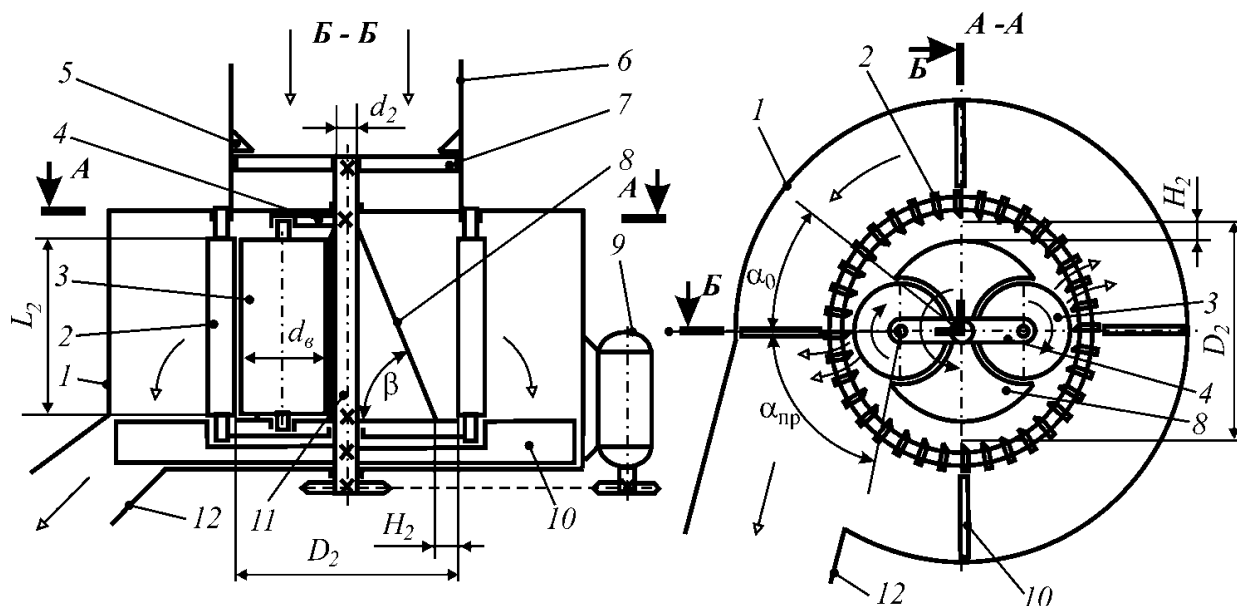


Рис. 4.5. Схема для определения конструктивных параметров второй ступени измельчения:

- 1 – кожух; 2 – нож пластинчатый; 3 – валец; 4 – направляющие; 5 – противорез;
 6 – загрузочная горловина; 7 – нож горизонтальный; 8 – конус; 9 – привод;
 10 – крыльчатка; 11 – вал второй ступени измельчения; 12 – выгрузной лоток

Производительность второй ступени определяется производительностью измельчающего аппарата с вальцами и установленными по кольцу плоскими ножами (режущими элементами) и рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{изм2}} = \pi D_2 L_2 H_2 n_2 \rho_{2\text{к}} k_1 k_2 z_{\text{в}},$$

где D_2 – диаметр камеры второй ступени измельчения, м; L_2 – длина ножей во второй ступени измельчения, м; H_2 – толщина слоя, захватываемая одним вальцом, м; n_2 – частота вращения рабочего органа второй ступени измельчения, с^{-1} ; $\rho_{2\text{к}}$ – насыпная плотность корма на входе во вторую ступень измельчения, $\text{кг}/\text{м}^3$; $z_{\text{в}}$ – количество вальцов, шт.

Для исключения сводообразования в зоне загрузки во вторую ступень измельчения необходимо, чтобы диаметр камеры D_2 второй ступени измельчения был не меньше диаметра D_1 корпуса первой ступени измельчения, т.е.

$$D_2 \geq D_1.$$

Корнеклубнеплоды после первой ступени измельчения поступают на конус, по образующей 4 которой они скатываются к установленным по кольцу плоским ножам 1. Для свободного движения корнеклубнеплодов по образующей необходимо, чтобы выполнялось условие

$$f = \text{tg}\varphi \leq \text{tg}\beta,$$

где f – коэффициент трения скольжения корнеклубнеплодов о конус; φ – угол трения скольжения корнеклубнеплодов о конус, °; β – угол наклона образующей, °.

Угол β определим из рис. 4.5:

$$\text{tg}\beta = \frac{2L_2}{D_{\text{к}} - d_2}, \quad (4.3)$$

где L_2 – длина ножей второй ступени измельчения, м; d_2 – диаметр вала второй ступени измельчения, м; $D_{\text{к}}$ – диаметр основания конуса, м.

Угол β наклона образующей определим из формулы (4.3):

$$\beta = \text{arctg} \frac{2L_2}{D_{\text{к}} - d_2}. \quad (4.4)$$

Из формулы (4.4) выразим длину ножей

$$L_2 \geq \frac{D_{\text{к}} - d_2}{2\text{tg}\beta}. \quad (4.5)$$

Из рисунка 4.5 можно записать соотношение

$$D_2 = 2H_2 + D_k, \quad (4.6)$$

где H_2 – толщина слоя, захватываемая одним вальцом, м.

Выразим D_k из соотношения (4.6):

$$D_k = D_2 - 2H_2.$$

Захват слоя корнеклубнеплодов в зону продавливания происходит под действием сил трения по поверхности вальца 3 и ножами 1. Эти силы определяют толщину слоя H_2 , влияющую на производительность второй ступени измельчения. Толщину слоя можно определить по выражению

$$H_2 = \frac{D_2}{2} K_\varphi,$$

где K_φ – конструктивный коэффициент, учитывающий влияние угла трения φ .

При заданной частоте n_1 вращения количество ножей в первой ступени измельчения, необходимое для выполнения условия, определяется из соотношения

$$z_1 \geq \frac{4Q_{\text{изм1}}}{\pi(D_1^2 - d_1^2) \rho_{к1} k_2 H_2 n_1}.$$

Длина ножей второй ступени измельчения

$$L_2 \geq \frac{D_2(1 - K_\varphi) - d_2}{2\text{tg}\beta}.$$

Диаметр вальца определим из соотношения

$$D_k = D_2(1 - K_\varphi),$$

Коэффициент K_φ определим из выражения

$$K_\varphi = 1 - \sqrt{0,5084 + 0,4916 \cos(1,77\varphi)}.$$

Зависимость изменения коэффициента K_φ при изменении угла трения φ в пределах от 20 до 50° представлена на рис. 4.6.

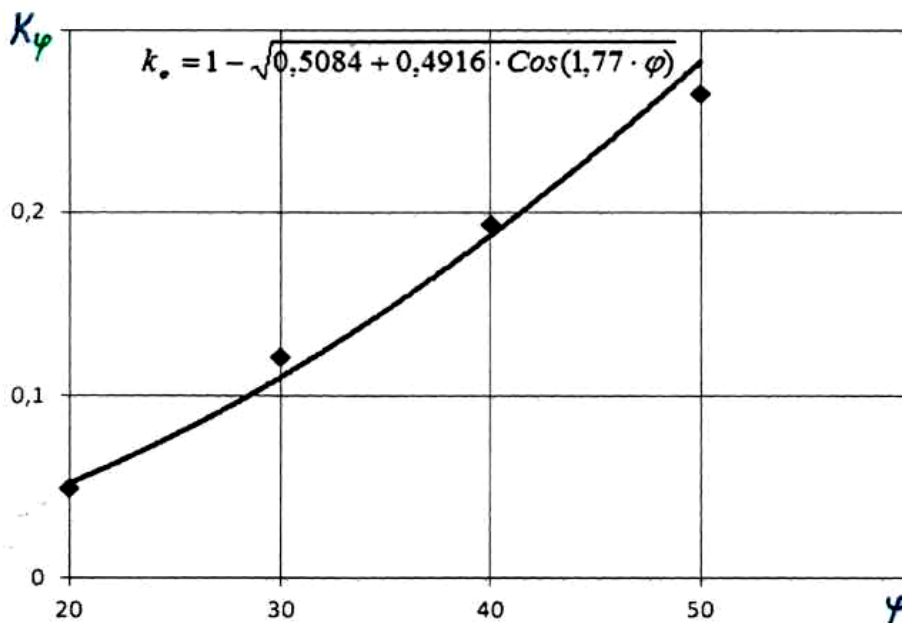


Рис. 4.6. Зависимость изменения коэффициента K_φ от угла трения φ

Зависимость $K_\varphi = f(\varphi)$, представленная на рис. 4.6, описывается линейным уравнением

$$K_\varphi = 0,0072\varphi - 0,095.$$

При изменении угла трения от 20 до 50° погрешность не превышает 5%.

В соответствии с зоотехническими требованиями для крупного рогатого скота размер измельченных корнеклубнеплодов должен находиться в пределах 10...15 мм. В соответствии с этим шаг h_2 расстановки ножей должен быть в пределах, обеспечивающих зоотехнические требования (рис. 4.7). Количество ножей найдем по формуле

$$z'_2 = \frac{\pi}{\arcsin\left(\frac{h'_2}{D_2}\right)},$$

где h'_2 – предварительно принятое расстояние между лезвиями двух соседних ножей, м;
 z'_2 – предварительное количество ножей второй ступени, шт.

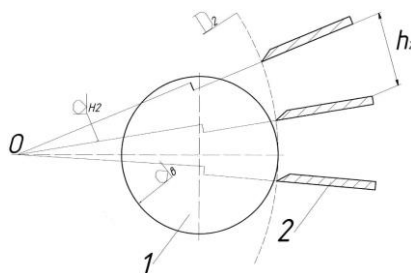


Рис. 4.7. Схема расстановки ножей:

1 – валец; 2 – нож

Полученное число ножей z'_2 округляют до ближайшего целого числа.

При принятом количестве ножей z_2 уточняют расстояние h_2 между ножами по формуле:

$$h_2 = D_2 \sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right),$$

где h_2 – расстояние между лезвиями ножей второй ступени измельчения, м.

Для обеспечения необходимой производительности второй ступени измельчения частоту n_2 вращения вала найдем, выразив ее из выражения

$$n_2 = \frac{Q_{\text{ИЗМ2}}}{\pi D_2 L_2 H_2 \rho_{2\kappa} k_1 k_2 z_{\text{в}}}.$$

Необходимо учитывать, что для обеспечения заданной технологической производительности увеличение длины ножей L_2 приводит к необходимости ограничения частоты вращения рабочего органа второй ступени измельчения.

Определение затрат мощности на измельчение второй ступени

Затраты энергии во второй ступени измельчения складываются из затрат энергии на подвод продукта в зону измельчения, затрат энергии на процесс резания, затрат энергии на проталкивание измельченного продукта между ножами, затрат энергии на выгрузку измельченных корнеклубнеплодов, которые можно определить из выражения

$$N_2 = N_{\text{под2}} + N_{\text{р2}} + N_{\text{выг2}} + N_{\text{х.х2}},$$

где N_2 – мощность, затрачиваемая во второй ступени измельчения, Вт; $N_{\text{под2}}$ – мощность, затрачиваемая на подвод корнеклубнеплодов в зону защемления, Вт; $N_{\text{р2}}$ – мощность, затрачиваемая на процесс резания во второй ступени измельчения, Вт; $N_{\text{выг2}}$ – мощность, затрачиваемая на выгрузку измельченных корнеклубнеплодов, Вт; $N_{\text{х.х2}}$ – мощность, затрачиваемая на холостой ход во второй ступени измельчения, Вт.

Эффективность процесса измельчения

Эффективность процесса измельчения оценим показателем удельного расхода энергии:

$$N_{\text{уд2}} = \frac{N_2}{Q_{\text{корн}}},$$

где $N_{\text{уд2}}$ – удельный расход энергии, Вт·с/кг; N_2 – затраты мощности во второй ступени измельчения, Вт.

Энергоемкость процесса измельчения определим по формуле

$$\Xi = \frac{N_2}{Q_{\text{корн}} \lambda},$$

где λ – степень измельчения.

При двухстадийном процессе степень измельчения определим как произведение частных степеней по формуле

$$\lambda = \lambda_1 \lambda_2.$$

4.1.3. РАСЧЕТ БАРАБАННОГО НОЖЕВОГО ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ

Измельчители на базе ножевого аппарата являются универсальными машинами, позволяющими измельчать разнообразные материалы, за исключением зернового и кускового материала. Продукт загружается на подающий транспортер 1 (рис. 4.8), перемещается к вальцам 5, подпрессовывается и частично ориентируется вдоль направления движения массы. Далее материал подается к режущему барабану 3, где от его взаимодействия с противорежущей пластиной 2 измельчаемый материал отрезается и падает вниз. При расчете барабанного ножевого измельчителя определяются технологические, кинематические и мощностные параметры.

Площадь поперечного сечения корма на подающем транспортере, м^2 :

$$F = \frac{Q}{v_T \rho},$$

где Q – требуемая производительность измельчителя, кг/с ; v_T – скорость движения корма по подающему транспортеру; ρ – плотность кормов, солома – 30...50, сено – 60...85, зеленые – 250...350 кг/м^3 .

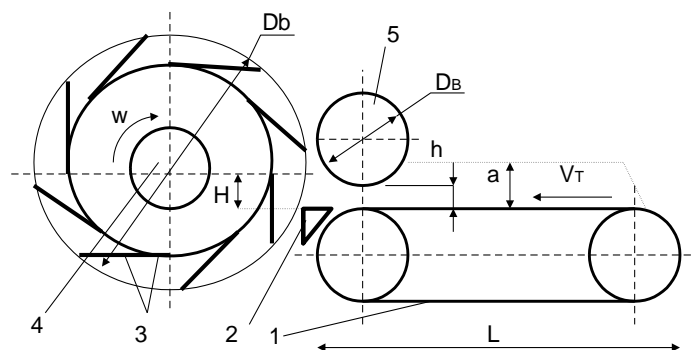


Рис. 4.8. Схема измельчителя кормов с барабанным рабочим органом:

1 – подающий транспортер; 2 – противорежущая пластина; 3 – режущий аппарат барабанного типа;
4 – вал барабана; 5 – поджимной валец

Ширина слоя корма (соответственно и рабочая ширина транспортера и минимальная вальцов), м:

$$b = \sqrt{\frac{F}{0,3}}.$$

Высота слоя корма на транспортере, м:

$$a = \frac{F}{b}.$$

Зазор между вальцами, м:

$$h = \frac{a}{k},$$

где k – коэффициент уплотнения корма, 1,66...2,50.

Диаметр рифленых вальцов (80...160 мм), м:

$$D_B = \frac{a - h}{K_k \left[1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \tan(\phi)^2}} \right]},$$

где K_k – коэффициент уменьшения диаметра за счет рифлей; ϕ – угол трения, для соломы – 17...27°, для зеленой травы – 18...30°.

Окружная скорость вальцов, м/с:

$$v_B = kv_T,$$

где k – коэффициент увеличения скорости, 1,25...1,35.

Частота вращения вальцов, с⁻¹:

$$n_B = \frac{v_B}{3,14D_B}.$$

Частота вращения барабана режущего аппарата, с⁻¹:

$$n_G = \frac{v_B}{lZ_n},$$

где l – длина резки, м; Z_n – количество ножей, четное число от 2 до 8.

Рабочая длина ножа, м:

$$L_p = \frac{a}{\sin(\chi)},$$

где χ – угол защемления, в барабанных аппаратах – 24...30°, в дисковых – 40...50°.

Полная длина ножа, м:

$$L_{\text{п}} = \frac{b}{\cos(\chi)}.$$

Диаметр барабана режущего аппарата, м:

$$D_{\text{б}} = \frac{Z_n(a + b \tan(\alpha))}{3,14},$$

где α – угол трения материала о вальцы, 24...30°.

Радиус кривизны ножей, м:

$$R_{\text{п}} = 3D_{\text{б}}.$$

Скорость резания, м/с:

$$v_{\text{р}} = 2 \cdot 3,14 n_{\text{б}}.$$

Величина возвышения оси барабана над противорежущей пластиной, м:

$$H = h + D_{\text{б}} \frac{v_{\text{в}}}{v_{\text{р}}}.$$

Мощность, затрачиваемая на работу транспортера, кВт:

$$N_1 = \frac{9,81}{1000} Q \left[H + Lw + \frac{v_{\text{т}}^2 + v_0^2}{9,81} \right] + 0,027 q_{\text{т}} Lw,$$

где v_0 – скорость корма, загружаемого на подающий транспортер; $q_{\text{т}}$ – погонная масса тягового органа транспортера, кг/м; L – горизонтальная проекция транспортера, м; w – коэффициент сопротивления движению транспортера; H – высота подъема корма транспортером, м.

Мощность, затрачиваемая на работу вальцов, кВт:

$$N_2 = \frac{60 \cdot 2 g q_{\text{д}} L_{\text{р}} b n_{\text{в}} (a \pm h)}{974} (1 + K_{\text{д}}),$$

где $q_{\text{д}}$ – удельное давление вальцов на солому, 1600...1900 кг/м; f – коэффициент трения корма о вальцы, 0,35...0,39; $K_{\text{д}}$ – коэффициент, учитывающий разуплотнение массы после вальцов, 0,14...0,30.

Мощность, затрачиваемая на работу измельчающего барабана, кВт:

$$N_3 = \frac{(PL_p K v_p)(1 + f \tan(\chi))}{1000},$$

где P – удельное сопротивление резанию, 1400...2000 кг/м; K – коэффициент пропорциональности.

Мощность, затрачиваемая на работу измельчителя, кВт:

$$N = \frac{(N_1 + N_2 + 1,1N_3)}{\eta},$$

где η – КПД привода измельчителя.

4.1.4. РАСЧЕТ ДИСКОВОГО ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ СТЕБЕЛЬНЫХ КОРМОВ

Измельчители с дисковым ножевым рабочим органом используются для измельчения (резки) стебельных и сочных кормов. Их устройство и рабочий процесс аналогичны измельчителям с барабанным рабочим органом. Отличие заключается в конструкции измельчающего аппарата: ножи размещены в одной плоскости и имеют криволинейное или прямолинейное лезвие. При расчете дискового ножевого измельчителя (рис. 4.9) определяются его технологические, кинематические и мощностные параметры.

Горизонтальная координата расположения оси ротора относительно основания горловины 75...100 м.

Ширина загрузной горловины 300...400 мм.

Величина вылета ножа, м:

$$p = 1,2c.$$

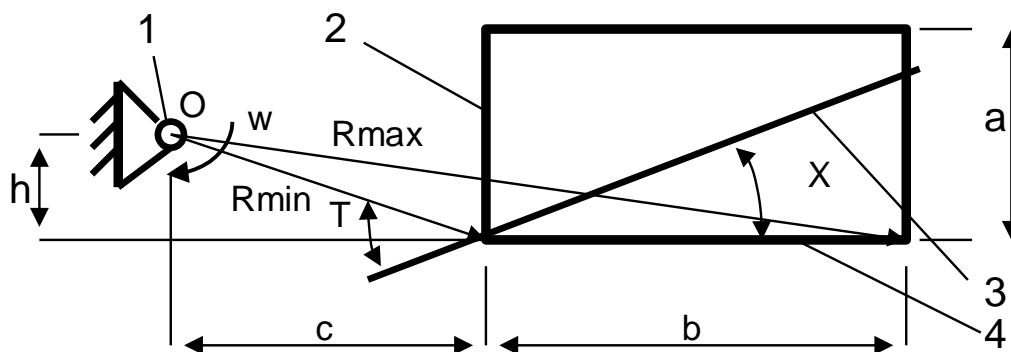


Рис. 4.9. Схема размещения элементов режущего аппарата дискового измельчителя:

1 – ось ротора; 2 – горловина; 3 – кромка лезвия ножа; 4 – противорежущая пластина

Высота расположение оси ротора, м:

$$h = 0,5p .$$

Угловая скорость ротора, 35...45 с⁻¹:

$$\omega = 6,28n ,$$

где n – частота вращения ротора, с⁻¹.

Принимаем количество ножей 2 – 8 шт.

Максимальная высота горловины, м:

$$a = 2h .$$

Расчетная высота горловины, м:

$$a = \frac{Q_1}{0,16blZ\rho\omega} ,$$

где Q_1 – потребная подача измельчителя, кг/с; l – длина резки, м; ρ – плотность массы в момент резания, солома – 120...160, зеленая масса – 360...500 кг/м³.

Угол между противорежущей пластиной (горизонталью) и радиусом ножа (соответственно минимальным и максимальным), рад. [44 – 46]:

$$\lambda_{\min} = \arctan\left(\frac{h}{c}\right);$$

$$\lambda_{\max} = \arctan\left(\frac{h}{c+b}\right).$$

Радиус кромки ножа относительно оси ротора (минимальный и максимальный), м.

Величина не превышает 0,5 м:

$$R_{\min} = \frac{c}{\cos(\lambda_{\min})};$$

$$R_{\max} = \frac{c+b}{\cos(\lambda_{\max})}.$$

Угол между минимальным и максимальным радиусом ножа, рад:

$$\Delta\lambda = \lambda_{\min} - \lambda_{\max} .$$

Количество исследуемых участков $i = 0 - k$.

Интервал изменения углов, рад:

$$\Delta = \frac{\Delta\lambda}{\kappa}.$$

Текущий угол, рад:

$$\lambda_i = (\lambda_{\min} - \Delta i).$$

Угол раствора (между лезвием и основанием горловины), $\chi = 21^\circ$.

Текущий радиус, м:

$$R_i = \frac{h}{\sin(\lambda_i)}.$$

Длина горизонтали от текущей точки до оси, м:

$$b_{li} = \frac{R_i}{\cos(\lambda_i)}.$$

Угол скольжения, $^\circ$:

$$\tau_i = \left(\lambda_i + \chi \frac{3,14}{180} \right) \frac{180}{3,14}.$$

Центральный угол между вертикалью и текущим радиусом, рад:

$$\varepsilon_i = \arcsin \left[\frac{b_{li} \sin \left(\lambda_i + \chi \frac{3,14}{180} \right)}{R_i \cos \left(\chi \frac{3,14}{180} \right)} \right].$$

Мнимые значения показателей говорят о невозможности перекрытия горловины ножом с указанным постоянным значением угла раствора. Следовательно, его требуется уменьшить.

Угловой прирост для поддержания угла защемления, рад:

$$\varepsilon_{2i} = \varepsilon_{1i} - \varepsilon_i.$$

Угловая координата замера текущего радиуса, $^\circ$:

$$\phi_i = [(\lambda_0 - \lambda_i) + \varepsilon_{2i}] \frac{180}{3,14}.$$

Центральный угол, приходящийся на нож, °:

$$Y_1 = \max(\phi).$$

Координаты кромки лезвия, м (рис. 4.10):

$$Y_i = R_i \cos\left(\phi_i \frac{3,14}{180}\right) - R_0;$$

$$X_i = R_i \sin\left(\phi_i \frac{3,14}{180}\right).$$

Длина заготовки по рабочей части лезвия, м:

$$L_1 = \sqrt{(Y_k)^2 + (X_k)^2}.$$

Средняя длина режущих участков, м:

$$L_S = b \tan\left(\chi \frac{3,14}{180}\right).$$

Максимальное количество ножей, шт.:

$$Z' = \frac{360}{Y_1}.$$

Уточняем принятое количество ножей, 2 – 8 шт.

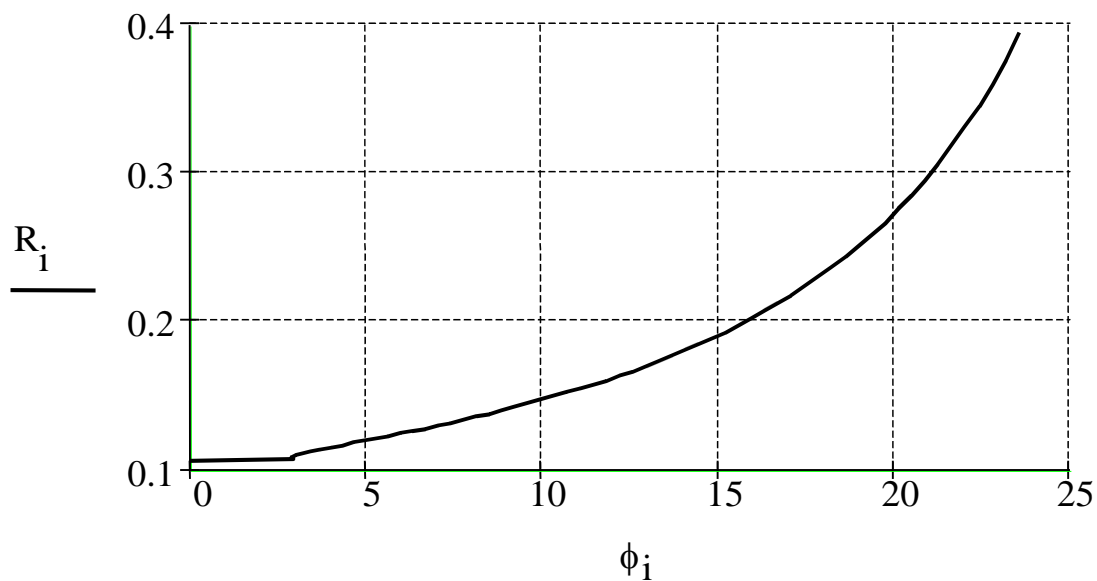


Рис. 4.10. Влияние угла поворота ножа на величину текущего радиуса, м

Соотношение принятого и расчетного количества ножей

$$K_Z = \frac{Z}{Z'}$$

Усилие резания, Н:

$$N_p = \delta L_s \sigma_p,$$

где δ – толщина режущей кромки, 20...40 мкм; σ_p – нормальные разрушающие напряжения в режущем слое, 9...21 МПа, у толстостебельных – до 50 МПа.

Момент резания, Н·м:

$$T_{\text{рез}} = N_p R_{0,5} k \cos\left(\chi \frac{3,14}{180}\right) + N_p R_{0,5} k f_1 \sin\left(\chi \frac{3,14}{180}\right),$$

где f_1 – коэффициент трения, 0,4...0,6.

Мощность привода, необходимого для измельчения корма, кВт [44 – 46]:

$$N_1 = \omega \frac{T_{\text{рез}} k}{102},$$

где k – коэффициент, учитывающий вентиляторный эффект.

Мощность, затрачиваемая на измельчение, кВт:

$$N_{\text{и}} = \omega \frac{T_{\text{рез}} (K_z + k - 1)}{102}.$$

Производительность измельчителя, т/ч:

$$Q = 3,6 Z a b l n p.$$

Окружная скорость валцов, м/с:

$$v_B = l n \frac{Z}{k_6}.$$

Скорость материала на подающем транспортере, м/с:

$$v_T = \frac{v_B}{k_1},$$

где k_1 – коэффициент увеличения скорости валцов, 1,25...1,35; k_6 – коэффициент буксования, 0,88...0,93.

Коэффициент уплотнения массы – 1,5...2,5:

$$K_p = \frac{\rho}{\rho_1}.$$

где ρ_1 – плотность разрыхленной массы, солома – 40...60, зеленая масса – 320...350 кг/м³.

Толщина подаваемого слоя, м:

$$H = K_p a.$$

Величина подпрессовки корма, м:

$$H_1 = (K_p - 1) a.$$

Диаметр рифленого вальца (80...100 мм), м:

$$d_p = H_1.$$

При превышении значений рекомендуемых показателей применяется поджимной наклонный транспортер.

Потребная величина подпрессовки корма наклонным транспортером, м:

$$H_2 = H_1 - d_p \cdot 0,8.$$

Диаметр гладкого вальца при отсутствии наклонного транспортера, м:

$$d = \frac{(K_p - 1) a}{\left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + f}}\right)},$$

где f – коэффициент трения корма о валец.

4.1.5. РАСЧЕТ ДИСКОВОЙ КОРНЕРЕЗКИ

Для измельчения сочных кормов и овощей используются корнерезки. В зависимости от их технологической схемы в их конструкции могут присутствовать также дополнительные устройства для помывки измельчаемого продукта, а также для отвода загрязнений. При расчете измельчающего аппарата корнерезки (рис. 4.11) определяются технологические, кинематические и мощностные параметры. Материал, подаваемый через загрузочную воронку 5, поступает на верхний диск 2. Горизонтальными ножами диска 2 отрезаются дольки и проваливаются на нижний диск. За счет его вращения дольки отбрасываются к периферии, дополнительно измельчаются ножами 4 до размеров, позволяющих проходить сквозь отверстия деки. Измельченный продукт лопатками 1 выбрасывается из измельчающего аппарата.

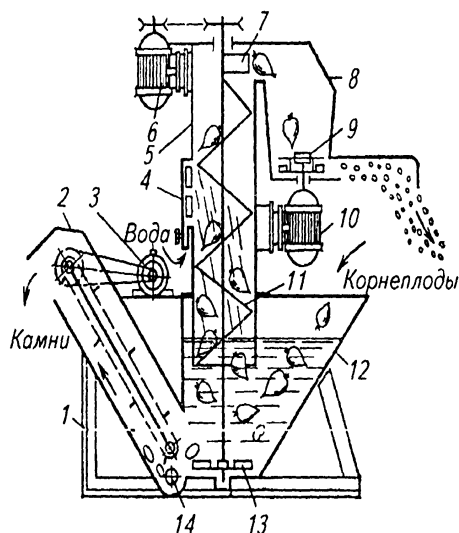


Рис. 4.11. Схема технологического процесса дисковой корнерезки с центробежной мойкой и скребковым транспортером для выгрузки камней:

1 – рама; 2 – транспортер-камнеудалитель; 3, 6 и 10 – электродвигатели; 4 – коллектор подвода воды; 5 – кожух; 7 – выбрасыватель; 8 – корпус измельчителя; 9 – измельчитель (диск с горизонтальными и вертикальными ножами, декой и выгрузными лопатками); 11 – шнек подачи корнеплодов; 12 – моечная ванна; 13 – активатор (крылач); 14 – люк для отвода грязи

Максимальная частота вращения диска, c^{-1} :

$$n_{\max} = \cos(\alpha) \sqrt{\frac{9,81}{bZ_{n1}} \tan(\alpha - \arctan(f_1))},$$

где α – угол наклона стенок питающей воронки, $45...60^\circ$:

$$\alpha = \alpha_1 \frac{3,14}{180},$$

где Z_{n1} – количество горизонтальных ножей, 1–2; b – толщина стружки, м; f_1 – коэффициент трения корнеплодов по стенкам воронки.

Номинальная частота вращения диска, c^{-1} :

$$n = 0,85n_{\max}.$$

Площадь корнеплодов, срезаемая за оборот диска, m^2 :

$$F = \frac{Q}{bZ_{n1}n\rho k_c k},$$

где Q – требуемая производительность корнерезки, $кг/с$; ρ – плотность корнеплодов, $кг/м^3$; k_c – коэффициент использования ножа, для вертикально-дисковых – $0,3...0,4$, для горизонтально-дисковых – $0,8...0,9$; k – коэффициент, учитывающий пустоты между клубнями, $0,6...0,7$.

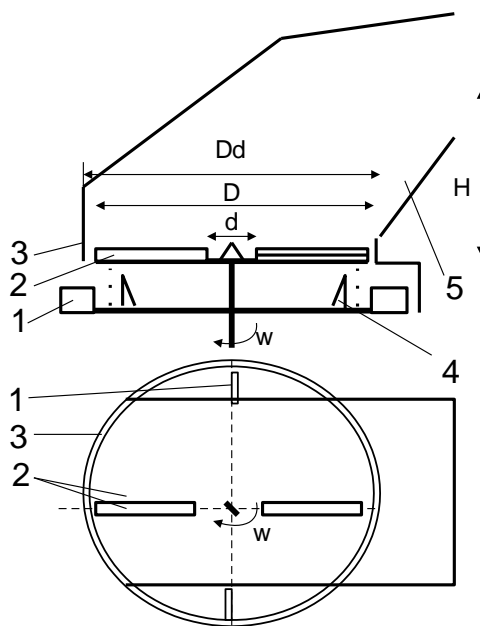


Рис. 4.12. Схема измельчающего аппарата:

1 – нижний диск с лопатками; 2 – верхний диск с горизонтальными ножами;
3 – кожух измельчающего аппарата; 4 – вертикальные ножи и зубчатая дека; 5 – загрузочная воронка

Диаметр наружной кромки ножей (см. рис. 4.12), м:

$$D = \sqrt{\frac{F}{3,14 \cdot 0,24}}$$

Внутренний диаметр диска, м:

$$d = 0,2D.$$

Средняя скорость движения ножа, м/с:

$$v_p = \frac{2}{3} \cdot 3,14n(D + d).$$

Минимальная частота вращения диска, с⁻¹:

$$n_{\min} = 0,5 \sqrt{\frac{9,81f}{3,14 \left(\frac{3,14}{2} D - f b Z_{n1} \right)}}$$

где f – коэффициент трения корнеплодов по диску.

Диаметр диска, м:

$$D_d = D + m,$$

где m – запас на крепление ножа, м.

Длина ножа, м:

$$L_n = 0,5(D - d).$$

Суммарная длина кромки горизонтальных ножей, м:

$$L_0 = L_n Z_{n1}.$$

Высота камеры питающей воронки, м:

$$H = D_d + E,$$

где E – запас высоты, м.

Длина воронки, м:

$$L_v = 0,5D + 0,05.$$

Ширина воронки, м:

$$B_v = \frac{H}{\tan(\alpha)}.$$

Объем прямоугольной воронки, м:

$$V = HB_v L_v.$$

Масса корнеплодов в воронке, кг:

$$G = V\rho.$$

Количество вертикальных ножей второй ступени, шт.:

$$Z_{n2} = \text{ceil} \left(\frac{Q}{3,14 D_b L_b b_2 k_{c2} n \rho \phi_k} \right),$$

где D_b – диаметр размещения вертикальных ножей, м; L_b – рабочая длина вертикального ножа, м; b_2 – размер частиц измельченных корнеплодов после аппарата вторичного резания (расстояние между зубьями деки), м; ϕ_k – коэффициент заполнения пространства между дисками, 0,6...0,7.

Мощность, затрачиваемая на измельчение продукта горизонтальными ножами, кВт:

$$N_{p1} = PL_0 k_{c1} k_{v_p},$$

где P – удельное сопротивление резанию, 1,5...2,0 кН/м.

Мощность, затрачиваемая на трение о диск, кВт:

$$N_{\text{тр1}} = \frac{2 \cdot 3,14}{3000} \cdot 9,81 G D f \eta \beta \tan(\alpha),$$

где β – доля воздействия корнеплодов на диск, 0,6...0,7.

Мощность, затрачиваемая на измельчение продукта вертикальными ножами, кВт:

$$N_{\text{р2}} = \frac{3,14}{2} P L_b Z_{n2} D_b^2 k_{c1} n.$$

Мощность, затрачиваемая на трение о диск второй ступени, кВт:

$$N_{\text{тр}} = 0,1 N_{\text{р2}}.$$

Мощность, затрачиваемая на трение о деку второй ступени, кВт:

$$N_{\text{д}} = 25,6 \frac{3,14 D_b f \beta n \cdot 60}{2 \cdot 1000}.$$

Мощность, затрачиваемая на выброс продукта, кВт:

$$N_{\text{в}} = \frac{Q}{1000} \left[\left[\frac{3,14(D_b + 2\Delta d)n}{2} \right]^2 + (6,28 \cdot 3,28 f) \left[\frac{(D_b + 2\Delta d)}{2} \right]^2 \right],$$

где Δd – расстояние между декой и кожухом, м.

Мощность, затрачиваемая на работу измельчителя, кВт:

$$N_{\text{изм}} = \frac{(N_{\text{р1}} + N_{\text{тр1}} + N_{\text{р2}} + N_{\text{тр2}} + N_{\text{д}} + N_{\text{в}})}{\eta},$$

где η – КПД привода измельчителя.

4.2. РАСЧЕТ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ МОЙКИ КОРНЕПЛОДОВ

4.2.1. РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ МОЙКИ КОРНЕПЛОДОВ

Для помывки корнеклубнеплодов и овощей используются мойки. В конструкции центробежных моек имеется конусообразная ванна 1, в которую заливается вода (рис. 4.13). Уровень воды поддерживается сливным отверстием б. В нижней части ванны имеется активатор, осуществляющий вращение и приводящий в круговое движение воду. Корнеплоды загружаются в ванну, отмыкают и очищаются потоками воды и от трения друг о друга.

Очищенные корнеплоды отводятся из ванны (см. рис. 4.27). Камни вдоль стенок ванны осаждаются на активатор 2 и, отклонив резиновый занавес 3, поступают на выгрузку к транспортеру 5. При расчете мойки определяются технологические, кинематические и мощностные параметры.

Требуемый объем ванны, м³:

$$V_T = \frac{Qt_0}{\rho\beta},$$

где Q – производительность мойки, кг/с; t_0 – время отмыкания корнеплодов, 60...90 с; ρ – плотность вороха корнеплодов, 500..700 кг/м³; β – доля корнеплодов относительно воды в мойке, 0,3...0,4.

Предлагаемый объем ванны, м³:

$$V = 3,14 \left[\frac{(D+d)}{2} \right]^2 \frac{(D-d) \tan(\alpha)}{2},$$

где D – верхний диаметр водного зеркала, м; d – диаметр дна ванны, 0,3...0,5 м; α – угол наклона стенок питающей воронки, 45...60°.

Высота водного столба в мойке, м:

$$h = \frac{(D-d) \tan(\alpha)}{2}.$$

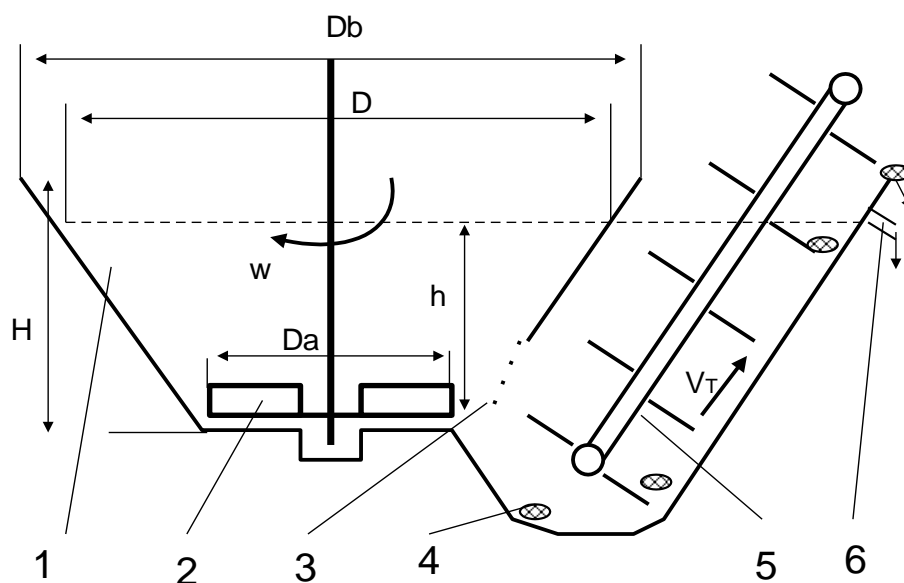


Рис. 4.13. Технологическая схема центробежной мойки корнеплодов:

1 – ванна; 2 – активатор; 3 – резиновый занавес; 4 – камни; 5 – транспортер для выгрузки камней;
6 – сливное отверстие для поддержания уровня воды

Диаметр активатора, м:

$$D_a = d - 0,01 .$$

Высота моечной ванны, м:

$$H = \frac{h}{k} ,$$

где k – коэффициент пропорциональности, 0,85...0,95.

Диаметр моечной ванны, м:

$$D_b = \frac{2H}{\tan(\alpha)} + d .$$

Минимальная частота вращения активаторного диска, c^{-1} :

$$n_{\min} = \frac{1}{6,28} \sqrt{\frac{9,81f}{r}} ,$$

где r – средний радиус клубней, 0,05...0,20 м; f – коэффициент трения корнеплодов по диску.

Максимальная частота вращения активаторного диска, c^{-1} :

$$n_{\max} = \cos(\alpha) \sqrt{9,81 \frac{f}{r} \tan\left(\alpha - \arctan\left(f_k \frac{\rho_B}{\rho_K}\right)\right)} ,$$

где f_k – коэффициент трения камней по диску; ρ_B – плотность воды, $кг/м^3$; ρ_K – плотность камней, $кг/м^3$.

Действительная частота вращения и угловая скорость активатора, c^{-1} :

$$n = 0,9n_{\max} ,$$

$$\omega = 2 \cdot 3,14n .$$

Окружная скорость активатора, м/с:

$$v = 3,14D_a n .$$

Мощность, затрачиваемая на привод мойки, кВт:

$$N_{\text{м.к}} = 0,0033 Q f D_a k \omega t_0 ,$$

где k – коэффициент, учитывающий вращательное движение корнеплодов, 0,3...0,4.

Усилие на привод рабочих органов транспортера, Н:

$$F_1 = \frac{Q\delta}{9,81wv_T};$$

$$F_2 = (0,5v_T)^2 + 9,81Lwf_1;$$

$$F_3 = \chi(2k_0 \cos(\alpha) + \sin(\alpha)),$$

где α_1 – угол установки транспортера выгрузки камней, $\alpha = \alpha_1 \frac{3,14}{180}$, °; f_1 – коэффициент трения подшипников скольжения; w – коэффициент сопротивления движению; L – длина выгрузного транспортера, м; v_T – скорость движения продукта по транспортеру, м/с; k_0 – коэффициент пропорциональности, 0,2...0,3; δ – степень загрязненности корнеплодов почвенными остатками, 0,10...0,25.

Мощность, затрачиваемая на привод транспортера, кВт:

$$N_{\text{тр}} = 0,1(F_1 + F_2 + F_3)f_1v_T.$$

Мощность привода мойки корнеплодов, кВт:

$$N_M = \frac{N_{\text{м.к}} + N_{\text{тр}}}{\eta},$$

где η – КПД привода мойки.

4.2.2. РАСЧЕТ ШНЕКОВОЙ МОЙКИ КОРНЕПЛОДОВ

Для помывки корнеклубнеплодов и овощей используются мойки. В конструкции шнековых моек имеется ванна 7, в которую заливается вода. В нижней части ванны имеется наклонный шнек, осуществляющий за счет своего вращения перемешивание корнеплодов. Корнеплоды загружаются в ванну, отмокают и очищаются за счет трения друг о друга. Очищенные корнеплоды отводятся шнеком из ванны. Камни осаждаются в карман 6. При расчете шнековой мойки (рис. 4.14) определяются технологические, кинематические, конструктивные и мощностные параметры.

Минимальный диаметр шнека, м:

$$D_B = Kd,$$

где K – коэффициент пропорциональности, 4...6, у сортированного груза – до 10; d – размер кусков транспортируемого материала, м.

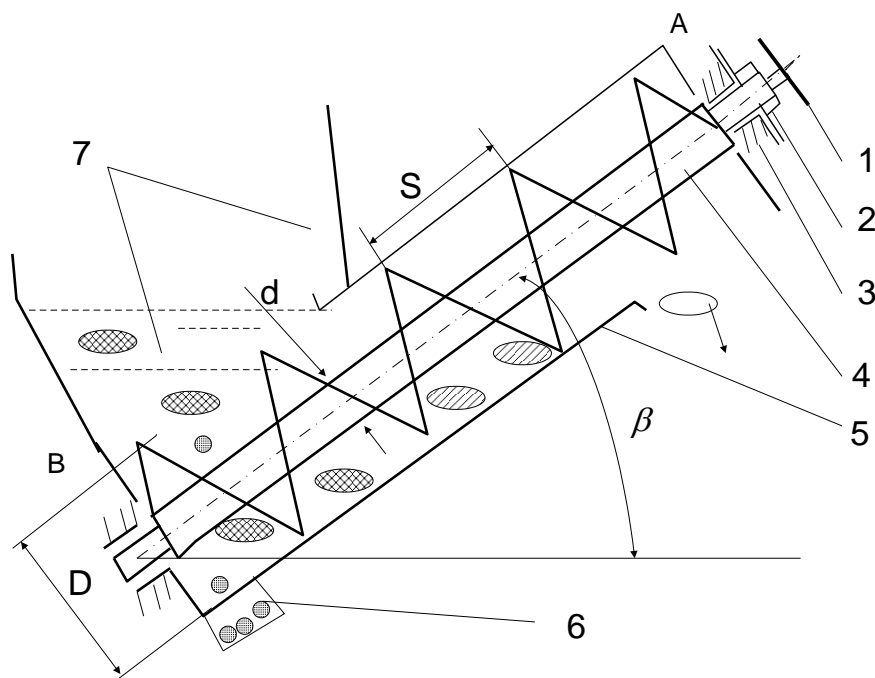


Рис. 4.14. Схема шнековой мойки:

1 – приводной шкив; 2 – упор; 3 – подшипник скольжения; 4 – винт шнека; 5 – кожух шнека;
6 – карман для камней; 7 – бункер с ванной для отмокания корнеплодов

Принимаем диаметр шнека, м, учитывая, что для зерновых кормов – 100...500, полужидких смесей – 150...250, запаренного картофеля – 200...300, корнеплодов – 200...600, навоза – 150...300, грубых и сочных кормов – 150...600 мм.

Диаметр вала шнека, м:

$$d = kD,$$

где k – коэффициент пропорциональности, 0,2...0,6.

Так как диаметр вала шнека чаще всего изготавливается из труб, то принимаем значение из перечня стандартных значений труб – d/s (наружный диаметр трубы/толщина стенки).

Шаг навивки шнека, м:

$$S = k_1 D,$$

где k_1 – коэффициент, для зерновых кормов – 0,70...1,25, полужидкие смеси – 0,8...1,0, запаренный картофель для разминания – 0,6...1,2, корнеплоды – 0,6...0,8, навоз – 0,6...0,8, грубые и сочные корма – 0,8...1,0, для перемешивания – 0,3...0,6.

Длина выгрузного отверстия, м:

$$L_p = k_2 S,$$

где β – угол наклона шнека, °; k_2 – коэффициент, 1...4.

Средний угол подъема винтовой линии, рад:

$$\alpha = a \tan\left(\frac{0,4S}{D}\right).$$

Угол между наружной кромкой винта и вертикалью, рад:

$$\psi = \alpha + \beta \frac{3,14}{180}.$$

Максимальная угловая скорость тихоходного наклонного шнека, c^{-1} :

$$\omega_{\max} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81(1 - f \tan(\psi))}{fD \sin(\alpha)}} \cos(\psi),$$

где f – коэффициент трения груза о шнек, для картофеля – 0,45...0,79, для сахарной свеклы – 0,80...0,84.

Угловая скорость шнека, c^{-1} [44 – 46]:

$$\omega_1 = k_1 \omega_{\max},$$

где k_1 – коэффициент пропорциональности, 0,5...0,7.

Частота вращения тихоходного наклонного (или горизонтального) шнека, c^{-1} :

$$n = \frac{\omega_1}{6,28}.$$

При наличии мнимых чисел принимаем частоту вращения быстроходного шнека из рекомендуемых значений.

Частота вращения шнека при транспортировке: для зерновых кормов – 3,3...16,0, концентратов – 2,5...8,0, полужидкие смеси – 2...10, корнеплоды – 1,0...3,3, навоз жидкий – 13,5...22,0, грубые и сочные корма – 1,6...8,0 c^{-1} .

Угловая скорость шнека, c^{-1} :

$$\omega = 3,14 \cdot 2n.$$

Производительность винтового конвейера, кг/с:

$$Q = 0,125(D^2 - d^2) S \omega \rho \phi \psi,$$

где ρ – плотность корнеплодов, 500...700 $кг/м^3$; ϕ – коэффициент наклона шнека,

$$\phi = 0,9948417 - 0,027051\beta + 0,0003428\beta^2 - 0,000002\beta^3,$$

ψ – коэффициент заполнения желоба конвейера. Для муки – 0,25...0,30, зерна – 0,25...0,35, корнеплодов – 0,20...0,25.

Производительность винтового конвейера, т/ч:

$$W = 3,6Q.$$

Минимальный требуемый объем ванны для отмыкания корнеплодов, м³:

$$V = t_0 \frac{Q}{1000 \chi},$$

где t_0 – время отмыкания корнеплодов, 60...90 с; χ – коэффициент заполнения рабочего пространства продуктом, 0,25...0,35.

Расход воды на ополаскивание корнеплодов, м³/с

$$Q_o = 0,001 Q q_o,$$

где q_o – норма расхода воды на ополаскивание корнеплодов: для свеклы – 0,2, для картофеля – 0,48 м³/т.

Норма расхода воды на мойку – при проточной системе – 0,2; замкнутой – 0,1 м³/т корней.

Расход воды на мойку корнеплодов, м³/с:

$$Q_b = 0,001 Q q_b.$$

Мощность, затрачиваемая на привод винтового конвейера, кВт:

$$N_{в.к} = \frac{9,81W}{3600\eta} L \xi w K_o K_d \left(\sin\left(\beta \frac{3,14}{180}\right) + \cos\left(\beta \frac{3,14}{180}\right) + \frac{D \sin\left(\beta \frac{3,14}{180}\right)}{20} \right),$$

где L – длина винтового конвейера, м; w – удельный коэффициент сопротивления, 1,2...2,0 кг/м; K_d – коэффициент дробления материала, 1,05...1,4; ξ – коэффициент, учитывающий угол подъема шнека.

$$\xi = 0,99 + 0,0004089\beta + 0,0002518\beta^2;$$

η – КПД привода шнека; K_o – коэффициент запаса мощности на преодоление перегрузок, 1,3...1,5.

Расчет подшипников скольжения

Вращающий момент на валу винта, Н·м:

$$T_{\text{в}} = \frac{k_3 N_{\text{в.к}} \eta}{\omega \cdot 0,001},$$

где k_3 – коэффициент запаса. Для легких грузов – 1,1...1,2, для средних и тяжелых – 1,2...1,4.

Диаметр выходного конца цапфы, м:

$$dx = 0,0013 \sqrt[3]{\frac{5T_{\text{в}} \cdot 1000}{\tau}},$$

где τ – допустимое напряжение материала цапфы винта шнека, 15...20 МПа.

Принимаем диаметр цапфы в соответствии с стандартным рядом диаметров.

Стандартный ряд диаметров, мм: 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160.

Диаметр посадочного места подшипника, м:

$$d_p = dx + \Delta,$$

где Δ – запас диаметра, 0...5 мм (если более 0,020 м, то кратный 0,05 м).

Соотношение внутреннего и наружного диаметров вала шнека:

$$c = \frac{d - 2S}{d}.$$

Диаметр центра тяжести витка, м:

$$d_0 = \sqrt{\frac{d^2}{D^2}}.$$

Длина образующей витка, м:

$$l = \sqrt{(3,14d_0)^2 + S^2}.$$

Поперечное сечение вала шнека, м²:

$$A = \frac{3,14}{4} d^2 (1 - c^2).$$

Масса витка шнека, кг:

$$M_{\text{ВИТ}} = (l \cdot 0,5(D - d)\delta + AS)\rho_{\text{Ш}},$$

где δ – толщина спирали витка, м; $\rho_{\text{Ш}}$ – плотность материала шнека, кг/м³.

Продольная сила, действующая на вал, Н:

$$F_a = \left(\frac{2k_c T_B}{K_p D \tan(\alpha + a \tan(f))} \right) + 9,81 M_{\text{ВИТ}} \frac{L}{S} \sin\left(\beta \frac{3,14}{180}\right),$$

где k_c – коэффициент, учитывающий зазор между винтом и кожухом, 1,25...1,43; K_p – коэффициент, учитывающий положение равнодействующих сил сопротивления, 0,7...0,8.

Радиальная сила, действующая на вал, Н:

$$F_t = \left(\frac{2T_B}{K_p D} \right) + 9,81 M_{\text{ВИТ}} \frac{L}{S} \cos\left(\beta \frac{3,14}{180}\right).$$

Окружная сила, действующая на вал, Н:

$$F_r = F_t \tan(\psi).$$

Определяется сила предварительного натяжения ремней привода шнека, Н (*уточняется кинематическими и прочностными расчетами*):

$$F_0 = \sigma_0 F_p,$$

где F_p – площадь поперечного сечения ремня, мм²; σ_0 – напряжение от предварительного натяжения ремней, МПа. Для клиновых ремней – 1,2...1,5 МПа.

Определяется нагрузка на вал со стороны клиноременной передачи, Н (*уточняются кинематическими и прочностными расчетами*).

При угле обхвата $\alpha_1 > 150^\circ$ принимается

$$F_{\text{ц}} = \frac{F_r}{D_{\text{Ш}}} + 2F_0 \sin\left(\alpha \frac{\pi}{1360}\right),$$

где $D_{\text{Ш}}$ – диаметр шкива привода шнека, м; $F_{\text{ц}}$ – плечо действия шкива относительно подшипника вала шнека, м.

Реакции в подшипниках, Н:

$$R'_A = \frac{F_t}{2};$$

$$R'_A = R'_B;$$

$$R''_A = \frac{F_{ц}L_{ц} + 0,5F_a(K_p D) - 0,5F_r L}{L};$$

$$R''_B = \frac{(0,5F_{ц}(L + L_{ц}) + 0,5F_a(K_p D)) - 0,5F_r L}{L}.$$

Суммарные реакции в подшипниках (см. рис. 4.15), Н:

$$R_A = \sqrt{R''_A^2 + R'_A^2};$$

$$R_B = \sqrt{R''_B^2 + R'_B^2}.$$

Длины цапф (посадочное место для подшипника) принимаем по наибольшему расчетному значению, м:

$$l_{xa} = \frac{R_A \cdot 10^{-6}}{dxP},$$

где P – допустимое давление, для чугуна – 2...4, бронзы – 15, латуни – 12, капрона – 14, древесины – 10, резины при смазывании водой – 2...6 МПа.

Для большинства случаев $l_x = 0,5...1,2d_p$.

Диаметр опорной втулки, м [44 – 46]:

$$d_{op} = \sqrt{\frac{4F_a \cdot 10^{-6}}{3,14P} + dx^2}.$$

Удельная работа сил трения, МПа·мм·с⁻¹:

$$pv_0 = \frac{3,14nF_a}{1000d_{op}};$$

$$pv_b = \frac{3,14nR_b}{1000l_{xb}}.$$

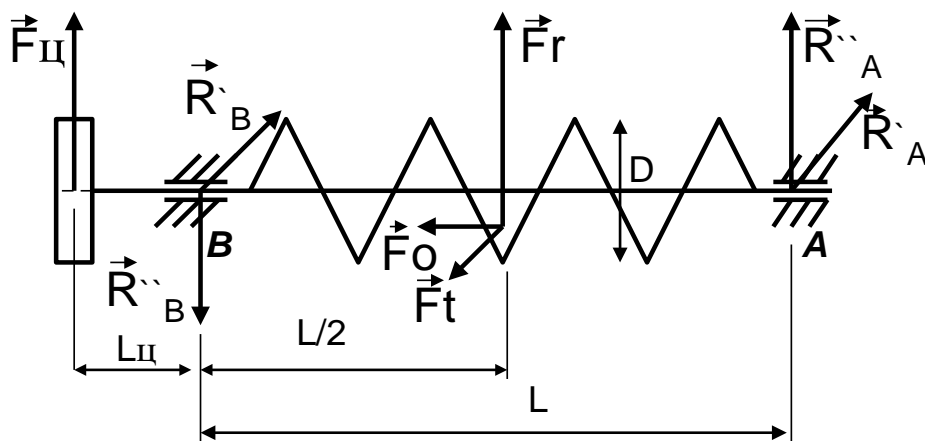


Рис. 4.15. Расчетная схема сил и реакций в подшипниках

Допустимые значения pv : для чугуна – 12 000, бронзы – 12 000...15 000, латуни – 10 000, капрона – 15 000.

4.3. РАСЧЕТ ДОЗАТОРОВ КОРМОВ

4.3.1. РАСЧЕТ БАРАБАННОГО ДОЗАТОРА

Для дозирования сыпучих материалов нередко используются барабанные дозаторы. Дозатор (рис. 4.16) устанавливается снизу бункера, из которого через загрузную горловину 4 поступает в дозатор материал. Лопастным барабаном материал захватывается и направляется к выгрузной горловине 3. Объем пространства между лопастями барабана служит ограничивающим параметром подачи материала. При расчете барабанного дозатора определяются технологические, кинематические, конструктивные и мощностные параметры.

Производительность дозатора, кг/с:

$$Q = [3,14(D^2 - d^2) - zb(D - d)] \rho L_b \phi n,$$

где D – диаметр барабана, м; d – диаметр втулки барабана, м; L_b – длина барабана, м; b – толщина лопасти барабана дозатора, 0,003...0,006 м; z – количество лопастей барабана, 4 – 8 шт.; n – частота вращения барабана, 0,5...2,0 с⁻¹; ρ – плотность вороха дозируемого материала, кг/м³; ϕ – коэффициент заполнения, 0,8...0,9.

Сила давления материала на барабан, Н:

$$F_b = DL_b P,$$

где P – давление столба материала на барабан, Па.

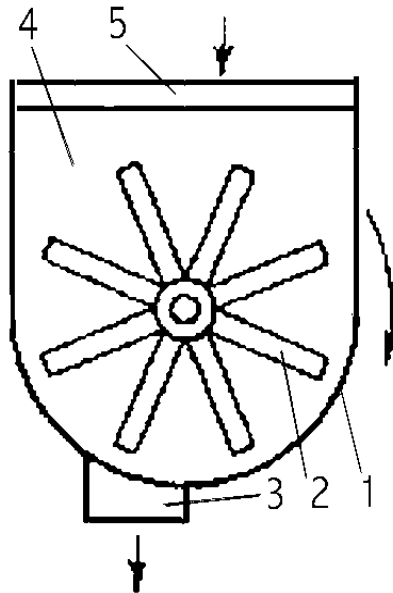


Рис. 4.16. Схема барабанного дозатора:

1 – корпус дозатора; 2 – лопастной ротор (барабан); 3 – выгрузная горловина;
4 – загрузная горловина; 5 – крепежный фланец

Мощность привода дозатора, Вт:

$$N = \frac{8 \cdot 3,14 f F_b D n + 3,14^2 Q D^2 n^2}{0,2 \cdot 8 \eta},$$

где f – коэффициент внутреннего трения материала; η – КПД привода.

Расчет вала и подшипников качения

Вращающий момент на валу винта, Н·м:

$$T_B = \frac{k_3 N \eta}{2 \cdot 3,14 n},$$

где k_3 – коэффициент запаса. Для легких грузов – 1,1...1,2, для средних и тяжелых – 1,2...1,4.

Диаметр выходного конца цапфы, м (см. рис. 4.17):

$$d = 0,001 \sqrt[3]{\frac{16 T_B}{3,14 \tau}},$$

где τ – допустимое напряжение материала цапфы винта шнека, 15...20 МПа.

Диаметр посадочного места под подшипник, м:

$$d_{\Pi} = d + \Delta,$$

где Δ – запас диаметра, 0...5 мм (если более 0,020 м, то кратный 0,005 м).

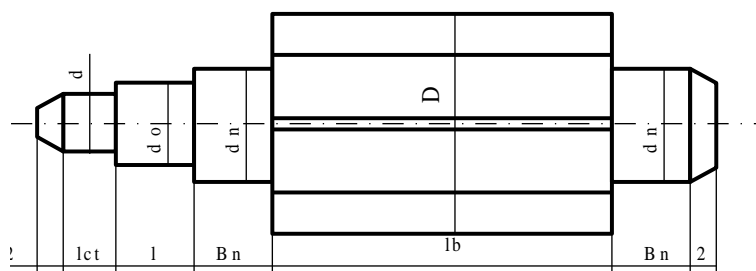


Рис. 4.17. Схема барабана с валом

Длина шейки вала барабана под ступицу полумуфты, м:

$$l_{ct} = 1,4d .$$

Диаметр вала барабана между ступицей полумуфты и внутренним кольцом подшипника, м:

$$d_0 = d + 2t ,$$

где t – высота буртика, м.

Предварительно принимаются радиальные однорядные шариковые подшипники по ГОСТ 8338–75 и определяются их геометрические характеристики.

4.3.2. РАСЧЕТ ТАРЕЛЬЧАТОГО ДОЗАТОРА

Для дозирования сыпучих кормов, подаваемых в непрерывном режиме, используются тарельчатые дозаторы (рис. 4.18). Материал поступает из бункера 4 через патрубки на вращающуюся тарель 5. В результате на диске образуется конус из материала. Высоту конуса можно изменять положением подвижного патрубка 2. Имеющийся скребок 1 срезает часть материала и сбрасывает с тарели. Производительность дозатора зависит от положения скребка 1 и подвижного патрубка 2.

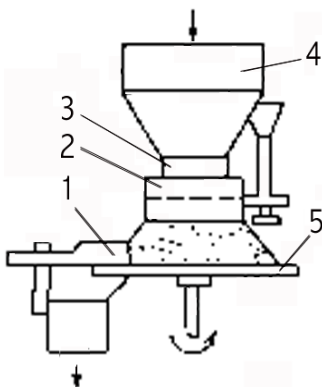


Рис. 4.18. Схема тарельчатого дозатора кормов:

1 – скребок; 2 и 3 – подвижный и неподвижный патрубки; 4 – бункер; 5 – тарель (вращающийся диск)

При расчете дозатора определяются его производительность и мощность привода, на основании которых возможны конструктивные и кинематические расчеты.

Радиус центра тяжести сечения дозируемого материала, м:

$$R_0 = R + \frac{h}{3 \tan \left| \phi \frac{3,14}{180} \right|},$$

где R – внутренний радиус кольца снимаемого материала, м; h – высота снимаемого с тарели корма, м; ϕ – угол естественного откоса материала, °.

Площадь сечения материала в кольцевом слое, м²:

$$F_c = \frac{h^2}{2 \tan \left| \phi \frac{3,14}{180} \right|}.$$

Объем снимаемого материала за оборот тарели, м³:

$$V_c = 2 \cdot 3,14 R_0 F_c.$$

Ширина слоя материала в кольцевом слое, м:

$$B = \frac{F_c}{2h}.$$

Максимальная угловая скорость, при которой отсутствует самосбрасывание материала, с⁻¹:

$$\omega = \sqrt{\frac{9,81f}{R_0 + B + a}},$$

где a – запас радиуса тарели, м; f – коэффициент трения материала о тарель.

Частота вращения тарели, с⁻¹:

$$n = \frac{0,9\omega}{2 \cdot 3,14}.$$

Производительность дозатора, кг/с:

$$Q = V_c \frac{0,9\omega}{2 \cdot 3,14} \rho,$$

где ρ – насыпная плотность дозируемого материала, кг/м³.

Сила, затрачиваемая на трение материала о тарель, Н:

$$F_T = 2 \cdot 9,81 \cdot 3,14 R_0 F_c f p.$$

Мощность, кВт:

$$N = \frac{F_T R_0 (0,9\omega) \left[\left(1 + \cos \left(\beta \frac{3,14}{180} \right) \right) + K \right]}{1000\eta},$$

где β – угол постановки скребка, °; K – коэффициент, учитывающий долю затрат мощности на холостой ход; η – КПД привода.

4.3.3. РАСЧЕТ ЛЕНТОЧНОГО ДОЗАТОРА

Для дозирования сыпучих материалов используются ленточные дозаторы (рис. 4.19).

Материал поступает из бункера 1 на ленточный транспортер. Частицы материала захватываются лентой 5 и выносятся из зоны размещения бункера. Норму выгрузки регулируют положением заслонки 2. В процессе перемещения продукта по ленте он постепенно рассыпается в поперечном направлении с учетом угла естественного наклона. В конце ленточного конвейера материал ссыпается вниз. Для поддержания ленты применяют опорные ролики 4. В конце ленточного конвейера материал ссыпается вниз. Для поддержания ленты применяют опорные ролики 4.

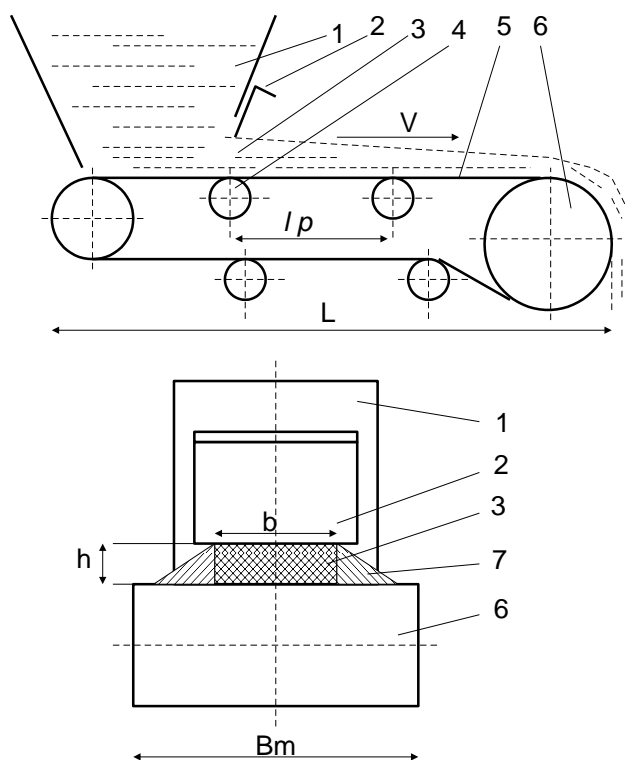


Рис. 4.19. Схема ленточного дозатора:

- 1 – бункер; 2 – регулировочная заслонка; 3 – выгрузное окно; 4 – опорные ролики;
5 – лента; 6 – приводной барабан; 7 – осыпавшиеся края корма

При расчете дозатора определяются его технологические, кинематические и силовые параметры.

Ориентировочная ширина ленты, мм:

$$B = 1000 \sqrt{\frac{Q_1}{K_{\Pi} K_b \rho v}},$$

где Q_1 – заданная подача дозатора, кг/с; v – скорость движения ленты: пшеница, рожь, кукуруза – 3,0...4,5; овес, ячмень, подсолнечник – 2...3; дерть, отруби – 1...2; початки кукурузы – 1,5...2,5; корнеплоды – 0,75...1,50; солома – 0,8...1,4; мука, цемент – 0,80...1,25; песок, гравий – 1,5...3,0 м/с; ρ – плотность дозируемого материала, кг/м³; K_{Π} – коэффициент профиля сечения, для прямоугольного профиля; K_b – коэффициент осыпания, 1,00...0,75.

Принимаем ширину ленты из стандартного ряда: 300, 400, 500, 650, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2250, 2750, 3000 мм.

Масса корма на одном метре ленты, кг:

$$q_r = \frac{Q_1}{v}.$$

Максимальная ширина дозирующего отверстия, м [44 – 46]:

$$b = \frac{\frac{B_{\text{ш}}}{1000} \sqrt{\left(\frac{B_{\text{ш}}}{1000}\right)^2 - 4 \left(2 \frac{q_r}{\rho \phi} \cot\left(\frac{\alpha \cdot 3,14}{180}\right)\right)}}{2},$$

где α – угол естественного уклона груза, °; ϕ – коэффициент заполнения, 0,8...0,9.

Высота отверстия для груза у ленточного дозатора, м:

$$h = \frac{q_r}{b \rho \phi \cos(\beta)},$$

где β – угол наклона транспортера вверх от горизонтали, °,

$$\beta = \beta_1 \frac{3,14}{180}.$$

Усилие на перемещение корма и ленты на рабочей и холостой ветви, Н:

$$W_1 = 9,81L(\xi_1 (\cos\beta)(q_r + q_{\text{л}} + q_p) + (q_r + q_{\text{л}}) \sin(\beta));$$

$$W_2 = 9,81L(q_r - q_n)(\xi_2 \cos(\beta) - \sin(\beta)),$$

где ξ – коэффициент сопротивления движению ленты; q_n, q_r – линейная плотность ленты и роликовых опор, и $q_r = 8$ кг/м; L – длина транспортера, м.

Усилие на разгон материала, Н:

$$W_3 = 0,5 \frac{Q_1}{v} (v^2 - v_0^2),$$

где v_0 – начальная скорость материала, м/с.

Усилие на трение о материал в бункере, Н:

$$W_4 = fF_6P,$$

где f – коэффициент трения материала о ленту; F_6 – площадь контакта бункера с лентой, м²; P – давление материала в бункере на ленту, Па.

Количество роликов, кроме приводного, шт.:

$$m = \text{ceil} \left(\frac{L}{l_p} \right),$$

где l_p – расстояние между опорными роликами, м.

Окружное усилие на приводном барабане, Н:

$$F_t = \xi_0^{2m+2} (W_1 + W_2 + W_3 + W_4),$$

где ξ – коэффициент сопротивления движению ленты на криволинейных участках.

Натяжение сбегавшей ветви, Н:

$$F_{сб} = \frac{F_t}{e^{f_1\gamma} - 1},$$

где f_1 – коэффициент трения ленты о барабан; γ – угол обхвата лентой барабана, рад.

Натяжение набегающей ветви, Н:

$$F_{нб} = F_{сб} + F_t.$$

Коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{zB_{ш}K_p}{F_{н.б}},$$

где z – количество прокладок у ленты, шт.; K_p – прочность ткани на разрыв, Н/мм.

Условие $S > S_{\text{доп}} = 8...9$ выполняется.

Минимальное натяжение рабочей ветви, Н:

$$F_{\text{min}} = ((F_{\text{сб}} + 9,81L(q_{\Gamma} + q_{\text{л}})\xi_2)\xi_0 - W_2)\xi_{\text{н}},$$

где ξ_0 , $\xi_{\text{н}}$ – коэффициент сопротивления движению ленты на отклоняющем и натяжном барабанах соответственно.

Интервал размещения роликовых опор, м:

$$l_{\text{р}} = \frac{L}{m+1}.$$

Стрела провисания ленты, м:

$$Y = \frac{9,81(q_{\Gamma} + q_{\text{л}})l_{\text{р}}^2}{8fF_{\text{min}}}.$$

Допустимое провисание ленты, м:

$$Y_{\text{д}} = 0,025l_{\text{р}}.$$

Условие $Y > Y_{\text{д}}$ выполняется.

Коэффициент прочности прокладок:

$$k_1 = 90,511204 + 0,8085k_{\text{р}} - 0,002484k_{\text{р}}^2 + 0,0000028k_{\text{р}}^3.$$

Диаметры барабанов, м:

$$D_{\text{н}} = k_1k_{2\text{н}}z;$$

$$D_0 = k_1k_{20}z,$$

где K_2 – коэффициент вида барабана: приводного – 1,0...1,1; натяжного – 0,8...0,9; отклоняющего – 0,5.

Принимаем диаметр барабанов: приводного; натяжного; отклоняющего исходя из ряда стандартных значений: 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000 и т.д., мм.

Частота вращения приводного барабана, с^{-1} :

$$n_6 = \frac{1000\omega}{3,14D_{\text{пр}}}.$$

На основании выбранной схемы привода определяем его коэффициент полезного действия:

$$\eta = \eta_6 \eta_{\text{п}} \eta_{\text{р}},$$

где $\eta_{\text{п}}$ – КПД клиноременной передачи; η_6 – КПД барабана, 0,92...0,96; $\eta_{\text{р}}$ – КПД редуктора, 0,96.

Потребная мощность привода, кВт:

$$N_{\text{пр}} = \frac{v F_t}{1000 \eta} i.$$

4.3.4. РАСЧЕТ ЖИДКОСТНОГО ДОЗАТОРА

Для дозирования жидкостей используются различные дозаторы. Пример одного из них приведен на рис. 4.20. Жидкость поступает по водоподводящему патрубку 10 к баку 3. Поступлением жидкости в бак управляет поплавково-клапанный механизм, состоящий из двуплечего рычага 6 с поплавком 5, вращающийся на оси 7. При недостаточном уровне жидкости поплавок с рычагом опускается вниз, нажимая вторым концом рычага на клапан 8. Через открывшееся отверстие жидкость поступает в бак. При прекращении воздействия рычага на клапан (увеличение уровня жидкости в баке до нормы) он закрывается под воздействием пружины 9. Истечение жидкости при дозировании производится через жиклер 1. Регулировка поступления жидкости производится конусом с помощью маховика 4.

При расчете жидкостного дозатора определяются его конструктивными параметрами, напором и расходом жидкости.

Максимальная высота слоя жидкости в баке $H = 10$ м.

Количество точек замера: $k = 9, i = 0 \dots k, j = 0 \dots k$.

Высота столба жидкости над отверстием, м:

$$h_i = \frac{H}{k} i.$$

Скорость истечения жидкости, м/с:

$$v_i = \sqrt{2 \cdot 9,81 h_i}.$$

Диаметр сечения конуса на уровне жиклера, м:

$$d_j = \frac{D}{k} j.$$

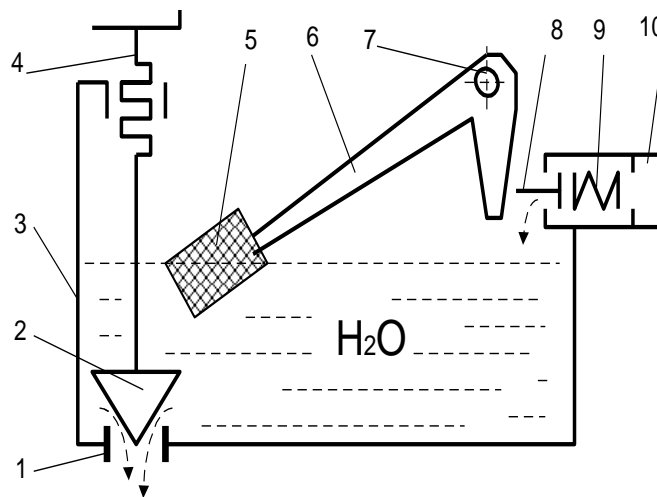


Рис. 4.20. Схема жидкостного дозатора:

1 – дозирующее отверстие (жиклер); 2 – конус; 3 – бак; 4 – маховик; 5 – поплавок;
6 – двуплечий рычаг; 7 – ось; 8 – клапан; 9 – пружина; 10 – водоподводящий патрубок

Площадь отверстия или насадка, м²:

$$F_{0j} = \frac{3,14}{4} [D^2 - (d_j)^2],$$

где D – диаметр отверстия, жиклера или насадка, м.

Расход жидкостного дозатора, м³/с:

$$Q_{i,j} = 10^{-3} \cdot \mu F_0 v_i \rho,$$

где μ – коэффициент истечения жидкого компонента, 0,8...0,9; ρ – плотность дозируемого компонента, кг/м³.

Мощность, которой обладает жидкость, проходящая через дозатор, Вт:

$$N_{i,j} = Q_{i,j} \mu \rho \frac{h_i}{9,81}.$$

Анализ графических результатов показывает, что с увеличением высоты столба жидкости растет величина мощности, которой обладает дозируемая жидкость. Максимальное значение соответствует полностью открытому отверстию.

4.3.5. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ БУНКЕРА-ПИТАТЕЛЯ СУХИХ КОРМОВ

Для накопления сыпучих продуктов используются бункера прямоугольного или круглого поперечного сечения. Из них сыпучий материал поступает к дозаторам. Исходя из требуемого объема бункера питателя, его технологических габаритов определяется давление

на стенки бункера, расход материала при свободном истечении и возможность самого истечения материала при выбранных размерах выгрузного отверстия.

Определение размеров бункера исходя из условия возможности его размещения (с учетом планировки помещений).

Площадь верхнего сечения перевернутой пирамиды (нижней части бункера) (рис. 4.21), м²:

$$S_1 = A_1 B_1,$$

где A_1 – ширина основания пирамиды, м; B_1 – длина основания пирамиды, м.

Площадь нижнего сечения перевернутой пирамиды, м²:

$$S_2 = A_2 B_2,$$

где A_2 – ширина основания пирамиды, м; B_2 – длина основания пирамиды, м.

Высота усеченной пирамиды, м:

$$h = \frac{B_1 - B_2}{2} \tan\left(\beta \frac{3,14}{180}\right),$$

где β – угол наклона стенки бункера, 45...60°.

Объем пирамиды, м³:

$$V_k = S_1 \frac{h}{3}.$$

Объем верхней (вертикальной) части бункера, м³:

$$V_B = A_1 B_1 C_1,$$

где C_1 – высота вертикальной части бункера, м.

Объем бункера, м³:

$$V_G = V_k + V_B.$$

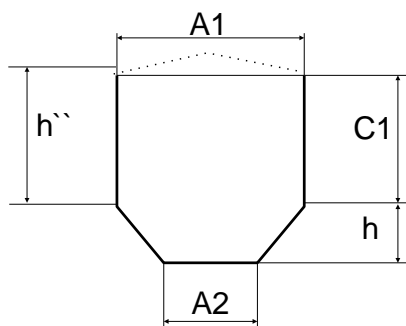


Рис. 4.21. Схема размещения размеров бункера

Высота слоя груза в силосе, м:

$$H_r = C_1 + h.$$

Коэффициент заполнения у силосов для зерновых продуктов и мучнистого сырья:

$$\varphi_1 = 0,869 + 0,043594 \cdot \ln(0,4922639 \cdot H - 1,273388);$$

$$\varphi_2 = 0,764 + 0,0767477 \cdot \ln(0,4865344 \cdot H - 1,234972);$$

$$\varphi = \varphi_1.$$

Максимальный объем груза в бункере, м³:

$$V_r = V_6 \varphi.$$

Гидравлический радиус бункера, м:

$$R_B = \frac{A_1 B_1}{2(A_1 + B_1)}.$$

Расчетная высота бункера, м:

щелевого, круглого

$$h'' = C_1 + A_1 \frac{f}{4};$$

$$h_k'' = C_1 + A_1 \frac{f}{6},$$

где f – коэффициент внутреннего трения груза.

Коэффициент динамичности

$$k_d = k'_0 + k'_1 \frac{C_1}{A_1},$$

где k'_0, k'_1 – справочные коэффициенты.

Высота свободно стоящей стенки, м:

$$h_0 = 2\tau_0 \frac{1 + \sin\left(\alpha \frac{3,14}{180}\right)}{9,81\rho \cos\left(\alpha \frac{3,14}{180}\right)},$$

где τ_0 – начальное сопротивление груза сдвигу, Па; ρ – плотность вороха груза, кг/м³;
 α – угол внутреннего трения, °.

Коэффициент бокового давления, Па:

$$n' = \frac{0,18}{f}.$$

Степень натурального логарифма:

$$x = n'(h'' - h_0) \frac{f_B}{R_B}.$$

где f_B – коэффициент трения груза о стенки бункера.

Приведенная высота бункера, м:

$$h_{пр} = h'' + \frac{A_1}{4} \left(\frac{f}{4} + \sqrt{\frac{f^2}{4} + \frac{\tau_0}{9,81\rho A_1}} \right).$$

Коэффициент трения груза о стенки бункера

$$x' = n'h'' \frac{f_B}{R_B}.$$

Коэффициент, учитывающий вертикальные силы трения груза о стенки бункера:

$$E'' = \frac{1}{x'} \left(1 - \frac{1}{e^x} \right).$$

Коэффициент подвижности

$$m_{ид} = \frac{0,18}{f}.$$

Давление на вертикальные стенки бункера, Па:

$$P_{в.ст} = 9,81E''(n'h'')\rho k_d.$$

Давление грузов на наклонные стенки днища глубоких бункеров, Па:

$$P_{г.ст} = 9,81\rho k'_d \left(E''(h'' - h_0) \cos\left(\beta \frac{3,14}{180}\right)^2 + n' \sin\left(\beta \frac{3,14}{180}\right)^2 + h_0 \left(\beta \frac{3,14}{180}\right)^2 \right).$$

Давление грузов на наклонные стенки днища неглубоких бункеров, Па:

$$P_{нн.ст} = 9,81\rho h'' k'_d \left(\cos\left(\beta \frac{3,14}{180}\right)^2 + m_{ид} \sin\left(\beta \frac{3,14}{180}\right)^2 \right).$$

Определение размеров выпускного отверстия, м:

$$A_{\text{н}} = \frac{4 \left(1 + \sin \left(\alpha \frac{3,14}{180} \right) \right) k_0'' \tau_0}{9,81\rho} + a',$$

где k_0'' – коэффициент запаса; a' – наибольший размер типичных кусков груза, до 300 мм.

Гидравлический радиус для квадратного выгрузного отверстия, м:

$$R_{\Gamma} = \frac{A_0 - a'}{4},$$

где A_0 – ширина отверстия, м.

Критический гидравлический радиус для отверстия, м:

$$R_{\text{кр}} = \frac{\tau_0'}{9,81m\rho} + \frac{a'}{2}.$$

Скорость истечения материала, м/с (возможна если: $R_{\Gamma} > R_{\text{кр}}$):

$$v_0 = \lambda_{\text{и}} \sqrt{2 \cdot 9,81 \left(1,6R_{\Gamma} - \frac{\tau_0}{9,81\rho f} \right)},$$

где $\lambda_{\text{и}}$ – коэффициент истечения материала.

Площадь отверстия истечения материала, м²:

$$\omega' = (A_0 - a')(B_0 - a'),$$

где B_0 – длина отверстия, м.

Пропускная способность выгрузного отверстия бункера, кг/с или т/ч:

$$Q_6 = v_0 \omega' \rho;$$

$$W_6 = 3,6Q_6.$$

Время опорожнения бункера при свободном истечении материала, с:

$$t_0 = \frac{V_{\Gamma}}{v_0 \omega'}.$$

4.4. РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЕЙ КОРМОВ

4.4.1. РАСЧЕТ ДВУХВАЛЬНОГО ЛОПАСТНОГО СМЕСИТЕЛЯ

Для смешивания сыпучих кормов и влажных мешанок применяются лопастные смесители. Они могут работать как в непрерывном (при одновременной загрузке и выгрузке), так и периодическом (загрузка компонентов, смешивание, а когда готова смесь – выгрузка

продукта) режиме. Непрерывные смесители, как правило, имеют вытянутую форму. Смешивание производится за счет перемещения слоев материала лопастями смесителя. При расчете смесителя (рис. 4.22) определяются основные технологические, кинематические и силовые параметры.

Время приготовления порции корма, ч:

$$T = \frac{(T_1 + T_2 + T_3)}{60},$$

где T_1 – время загрузки корма, 3...15 мин; T_2 – время смешивания, 7...15 мин; T_3 – время выгрузки смеси, 12...15 мин.

Объем смесительной камеры, м³:

$$V = \frac{10^3 \cdot QT}{\rho k_1},$$

где Q – потребная производительность смесителя, т/ч; ρ – плотность корма, кг/м³; k – коэффициент заполнения смесителя, периодического действия – 0,6...0,7, непрерывного – 0,3...0,5.

Диаметр смесительной камеры, м:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V}{(3,14 + 4)c}},$$

где c – отношение длины к диаметру смесителя.

Диаметр наружных концов лопастей, м:

$$D_1 = D - 2a,$$

где a – зазор между лопастями смесителя и его корпусом, 7...12 мм.

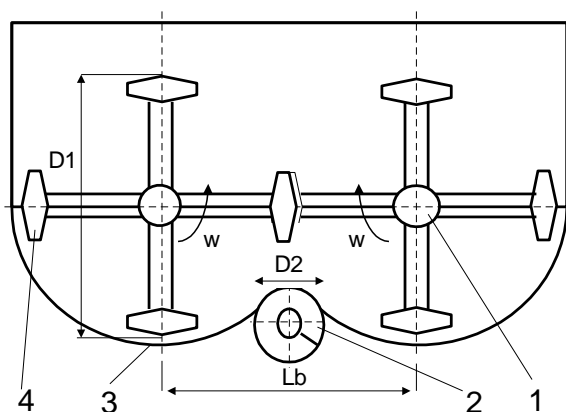


Рис. 4.22. Схема двухвального лопастного смесителя:

1 – вал лопастной мешалки; 2 – выгрузной шнек; 3 – корпус смесителя; 4 – лопасть

Расстояние между валами, м:

$$L_b = D - D_2 - 2a ,$$

где D_2 – диаметр выгрузного шнека, 0,15...0,30 м.

Длина смесителя, м:

$$L = cD.$$

Максимальная частота вращения вала, c^{-1} :

$$n_{\max} = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{9,81 \cdot 2}{D_1}} .$$

Частота вращения вала, c^{-1} :

$$n = 0,8n_{\max} .$$

Окружная скорость лопастей, м/с:

$$v = 3,14Dn .$$

Окружная скорость: для влажных мешанок – более 1,2, для рассыпных смесей – 1,5...2,0 м/с.

Ориентировочный шаг лопастей, м:

$$S_1 = 0,5D_1 .$$

Число мест установки лопастей на валу смесителя

$$m = \text{ceil} \left(\frac{L - 2b}{S_1} \right) ,$$

где b – зазор между лопастями и торцевыми стенками смесителя, м.

Количество лопастей

$$Z = 1 + z(m - 1) ,$$

где z – количество лопастей, крепящихся в одной точке крепления вала.

Шаг лопастей, м:

$$S = \frac{L - 2b}{m} .$$

Число витков винтовой линии

$$m_b = \frac{L - 2b}{0,3D_1} .$$

Шаг витков винтовой линии, м:

$$S_b = \frac{L - 2b}{m_b}.$$

Производительность смесителя непрерывного принципа действия при рассчитанных параметрах, т/ч:

$$Q_n = \frac{3,6 \cdot 15 \cdot 3,14}{1000} D_1^2 S_n \rho k_2 \psi,$$

где ψ – коэффициент подачи, зависящий от конструкции лопастей и их расположения на валу, 0,6...0,8.

Средняя глубина погружения лопастей в корм (половина наибольшего погружения лопасти), м.

Для смесителя периодического принципа действия

$$h = 0,5D_1.$$

Силы, действующие на лопасть: радиальная и осевая, Н:

$$P_p = 9,81\rho h \left(\frac{D_1 B}{2} \right) \left[\tan \left(\frac{3,14}{180} (45 + 0,5\varphi) \right) \right]^2 \left(\cos(\beta) + \tan \left(\frac{3,14}{180} \varphi \right) \sin(\beta) \right);$$

$$P_o = 9,81\rho h \left(\frac{D_1 B}{2} \right) \left[\tan \left(\frac{3,14}{180} (45 + 0,5\varphi) \right) \right]^2 \left(\sin(\beta) + \tan \left(\frac{3,14}{180} \varphi \right) \cos(\beta) \right),$$

где B – средняя ширина лопасти, м; φ – угол трения материала по лопасти, °; β – угол поворота лопасти, 30...50°.

Скорость радиальная и осевая, м/с:

$$v_p = 2 \cdot 3,14n \left(\frac{D_1}{2} \cos(\beta) + B \right);$$

$$v_o = v_p \cos(\beta) \sin(\beta).$$

Мощность привода, кВт:

$$N = \frac{Z}{10^5 \cdot \eta} (P_p v_p + P_o v_o),$$

где η – КПД привода.

4.4.2. РАСЧЕТ ОДНОВАЛЬНОГО ЛОПАСТНОГО СМЕСИТЕЛЯ

Для смешивания сыпучих кормов и влажных мешанок применяются лопастные смесители. Они могут работать как в непрерывном (при одновременной загрузке и выгрузке), так и периодическом (загрузка компонентов, смешивание, выгрузка готового продукта) режиме. Непрерывные смесители, как правило, имеют вытянутую форму. Смешивание производится за счет перемещения слоев материала лопастями смесителя. При расчете смесителя (рис. 4.23) определяются основные технологические, кинематические и силовые параметры.

Время приготовления порции корма, ч:

$$T = \frac{(T_1 + T_2 + T_3)}{60},$$

где T_1 – время загрузки корма, мин; T_2 – время смешивания, 7...20 мин; T_3 – время выгрузки корма, мин.

Объем цилиндрического смесителя, м³:

$$V = \frac{10^3 \cdot QT}{\rho k_1},$$

где Q – потребная производительность смесителя, т/ч; ρ – плотность смеси, кг/м³; k – коэффициент заполнения смесителя, периодического действия – 0,6...0,7, непрерывного – 0,3...0,5.

Диаметр смесителя, м:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V}{3,14c}},$$

где c – соотношение длины и диаметра смесителя.

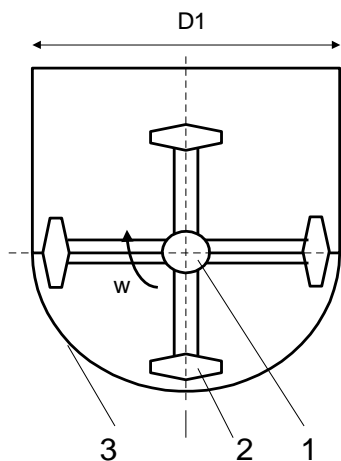


Рис. 4.23. Схема одновального лопастного смесителя:

1 – вал лопастной мешалки; 2 – лопасть; 3 – корпус смесителя

Длина смесителя, м

$$L = cD.$$

Диаметр наружных концов лопастей, м:

$$D_1 = D - 2a,$$

где a – зазор между лопастями смесителя и его корпусом, м.

Максимальная частота вращения вала, c^{-1}

$$n_{\max} = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{9,81 \cdot 2}{D_1}}.$$

Частота вращения вала, c^{-1}

$$n = 0,6n_{\max}.$$

Окружная скорость лопастей, 1,5...2,0 м/с

$$v = 3,14Dn.$$

Ориентировочный шаг лопастей, м

$$S_1 = 0,5D_1.$$

Число мест установки лопастей на валу смесителя

$$m = \text{ceil}\left(\frac{L - 2b}{S_1}\right),$$

где b – зазор между лопастями и торцевыми стенками смесителя, 7...12 мм.

Количество лопастей

$$Z = 1 + z(m - 1),$$

где z – количество лопастей, крепящихся в одном месте вала.

Шаг лопастей, м

$$S = \frac{L - 2b}{m}.$$

Производительность смесителя непрерывного принципа действия, т/ч

$$Q_H = \frac{0,5 \cdot 15 \cdot 3,14}{1000} D_1^2 S n \rho k_2 \psi,$$

где ψ – коэффициент подачи, зависящий от конструкции лопастей и их расположения на валу, 0,6...0,8.

Средняя глубина погружения лопастей в корм (половина наибольшего погружения лопасти), м.

Для смесителя периодического принципа действия

$$h = 0,5D_1.$$

Силы, действующие на лопасть: радиальная и осевая, Н:

$$P_p = 9,81\rho h \left(\frac{D_1 B}{2} \right) \left[\tan \left(\frac{3,14}{180} (45 + 0,5\varphi) \right) \right]^2 \left(\cos(\beta) + \tan \left(\frac{3,14}{180} \varphi \right) \sin(\beta) \right);$$

$$P_o = 9,81\rho h \left(\frac{D_1 B}{2} \right) \left[\tan \left(\frac{3,14}{180} (45 + 0,5\varphi) \right) \right]^2 \left(\sin(\beta) + \tan \left(\frac{3,14}{180} \varphi \right) \cos(\beta) \right),$$

где B – средняя ширина лопасти, м; φ – угол трения материала по лопасти, град; β – угол поворота лопасти, °.

Скорость радиальная и осевая, м/с:

$$v_p = 2 \cdot 3,14 n \left(\frac{D_1}{2} \cos(\beta) + B \right),$$

$$v_o = v_p \cos(\beta) \sin(\beta).$$

Мощность привода, кВт

$$N = \frac{Z}{10^5 \cdot \eta} (P_p v_p + P_o v_o),$$

где η – КПД привода.

4.4.3. РАСЧЕТ ОДНОВАЛЬНОГО ЛЕНТОЧНОГО СМЕСИТЕЛЯ

Для смешивания сыпучих кормов и влажных мешанок применяются смесители с ленточным рабочим органом. Они могут работать как в непрерывном (при одновременной загрузке и выгрузке), так и периодическом (загрузка компонентов, смешивание, а когда готова смесь – выгрузка продукта) режиме. Непрерывные смесители, как правило, имеют вытянутую форму. Смешивание производится за счет перемещения слоев материала ленточным рабочим органом. При расчете смесителя (рис. 4.24) определяются основные технологические, кинематические и силовые параметры. Данные смесители широко применяются при приготовлении комбикормов, а также влажных мешанок.

Объем бункера, м³:

$$V = \frac{M}{\rho\psi},$$

где M – масса корма в бункере, кг; ψ – коэффициент заполнения емкости, непрерывного принципа действия – 0,3...0,5; периодического – 0,6...0,7; ρ – средняя плотность вороха компонентов смеси, кг/м³.

Диаметр смесителя, м:

$$D_b = \sqrt[3]{\frac{4V}{3,14s\psi}},$$

где s – соотношение диаметра емкости с ее высотой при цилиндрической форме емкости, 1...5.

Диаметр смешивающего рабочего органа, м:

$$D = D_b - 2s_1,$$

где s_1 – зазор между емкостью и рабочим органом, 8...12 мм.

Длина смесителя, м:

$$L = s_2D.$$

Шаг навивки шнека, м:

$$S = s_2D,$$

где s_2 – соотношение диаметра и шага навивки ленты, 0,3...1,0.

Диаметр вала рабочего органа, м:

$$d_0 = s_3D,$$

где s_3 – соотношение вала и наружного диаметра шнека, 0,05...0,10.

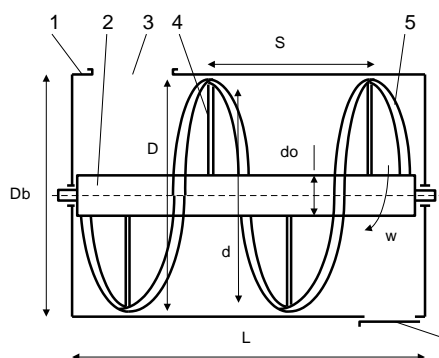


Рис. 4.24. Схема одновального ленточного смесителя:

1 – емкость смесителя; 2 – вал лопастной мешалки; 3 – загрузное отверстие;

4 – опора ленты; 5 – лента

Внутренний диаметр рабочего органа, м:

$$d = D - 2h_1,$$

где h_1 – ширина ленты, м.

Средний радиус ленточного шнека, м:

$$r_c = \sqrt{\frac{(D^2 + d^2)P}{2}}.$$

Частота вращения шнека, c^{-1} :

$$n = \frac{v}{3,14D},$$

где v – средняя окружная скорость материала в ленточном шнеке (не менее 1,2), c^{-1} .

Угловая скорость рабочего органа, c^{-1} :

$$\omega = 6,28n.$$

Средний угол развертки винта, рад:

$$\alpha_c = a \tan \left[\frac{S}{3,14D} \right].$$

Минимальная производительность ленточного шнека, кг/с:

$$Q_{\max} = 0,25 \cdot 3,14 (D^2 - d^2) \omega r_c \rho \psi \sin(\alpha_c) (\cos(\alpha_c) - f \sin(\alpha_c)),$$

где f – коэффициент трения смеси по шнеку.

Максимальная производительность ленточного шнека ($\alpha_c > 10^\circ$), кг/с:

$$Q_{\max} = 3,14 (D^2 - d^2) n S \rho \psi.$$

Время однократного воздействия, с:

$$t_{1b} = V \rho \frac{\psi}{Q_{\min}}.$$

Кратность циркуляции за принятое время смешивания:

$$K_{ц} = \frac{t_c}{t_{1b}},$$

где t_c – длительность смешивания компонентов смеси, 480...900 с.

Необходимая кратность циркуляции для смешивания компонентов: $K_{ц} = 29$.

Время смешивания компонентов, с:

$$t_{см} = t_{1b} K_{ц}.$$

Время рабочего цикла для смешивания компонентов, с [45]:

$$t_{ц} = t_{см} + t_3 + t_b,$$

где t_3 – время загрузки компонентов в смеситель, с; t_b – время выгрузки готовой смеси, с.

Производительность смесителя, кг/с и т/ч:

$$Q_{см} = V\rho \frac{\Psi}{t_{ц}};$$

$$W_{см} = 3,6Q_{см},$$

Мощность привода, кВт:

$$N_{см} = \frac{0,01\Psi}{0,25\eta} KQ_{max}L,$$

где η – КПД привода; K – приведенный коэффициент сопротивления движению корма относительно ленты шнека.

4.4.4. РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЯ С ВЕРТИКАЛЬНЫМ ШНЕКОМ

Для смешивания сыпучих кормов применяются смесители с вертикальным шнеком (рис. 4.25).

Смесители работают в периодическом режиме. Материал загружается, перемешивается, а готовый продукт выгружается. Внутри емкости производится циркуляция материала: шнек захватывает и поднимает от дна материал, а когда корпус шнека заканчивается – масса ссыпается вниз. При расчете смесителя определяются основные технологические, кинематические и силовые параметры. Данные смесители широко применяются при приготовлении комбикормов.

Диаметр смесителя, м:

$$D_b = 3\sqrt[3]{\frac{4V}{3,14s\Psi}},$$

где V – объем корма в бункере, м³; s – соотношение диаметра емкости с ее высотой при цилиндрической форме емкости, 1...5; Ψ – коэффициент заполнения емкости, 0,6...0,8.

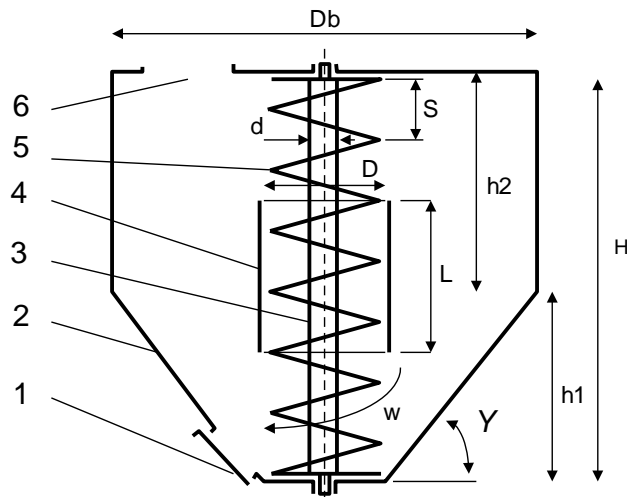


Рис. 4.25. Схема смесителя с вертикальным шнеком:

1 – выгрузное отверстие; 2 – емкость смесителя; 3 – вал шнека; 4 – корпус шнека;
5 – шнек; 6 – загрузное отверстие

Диаметр смешивающего рабочего органа (шнека), м:

$$D = D_b s_1,$$

где s_1 – соотношение диаметров емкости и шнека, 0,25...0,33.

Для зерновых кормов – 100...500 мм, полужидких смесей – 150...250 мм, рассыпных влажных смесей – 150...600 мм.

Высота конусной части, м:

$$h_1 = (D_b - D) \tan(\gamma),$$

где γ – средний угол наклона стенок конусной части, °,

$$\gamma = \gamma_1 \frac{3,14}{180}.$$

Объем конусной части, м³:

$$V_1 = 0,25 \cdot 3,14 h_1 \left(\frac{D_b + D}{2} \right)^2.$$

Высота цилиндрической части смесителя, м:

$$h_2 = \frac{4(V - V_1)}{3,14 \psi D_b^2}.$$

Высота смесителя, м:

$$H = h_1 + h_2.$$

Шаг навивки шнека, м:

$$S = s_2 D,$$

где s_2 – соотношение диаметра и шага навивки шнека, 0,3...1,0.

Для зерновых кормов – 0,70...1,25 мм, полужидких смесей – 0,8...1,0 мм, рассыпных влажных смесей – 0,8...1,0, для перемешивания – 0,3...0,6 мм.

Диаметр вала шнека, м:

$$d = s_3 D,$$

где s_3 – соотношение внутреннего и наружного диаметра шнека, 0,20...0,25.

Длина шнека, м:

$$L = s_4 H - 6S,$$

где s_4 – соотношение высоты смесителя и шнека, 0,85...0,95.

Частота вращения шнека, c^{-1} . Для зерновых кормов – 3,3...16,0, концентратов – 2,5...8,0, полужидких смесей – 2...10 мм, рассыпных влажных смесей – 1,6...8,0 c^{-1} .

Угловая скорость рабочего органа, c^{-1} :

$$\omega = 6,28n.$$

Средний радиус шнека, м:

$$r_c = 0,35\sqrt{D^2 - d^2}.$$

Средняя окружная скорость материала в шнеке (не менее 1,2), м/с:

$$v = 3,14 r_c n.$$

Средний угол развертки винта, рад:

$$\alpha_c = a \tan\left(\frac{S}{6,28 r_c}\right).$$

Минимальная производительность шнека, кг/с:

$$Q_{\min} = 0,25 \cdot 3,14 (D^2 - d^2) \omega r_c \rho k_1 \varphi \sin(\alpha_c) (\cos(\alpha_c) - f(\alpha_c)),$$

где ρ – средняя плотность вороха компонентов смеси, $кг/м^3$; f – коэффициент трения смеси по шнеку; k_1 – коэффициент заполнения шнека. 0,3...0,5 (0,1...0,2); вертикального – 0,6...0,8; β – угол наклона шнека от горизонтали, °; φ – коэффициент наклона шнека,

$$\varphi = 0,9948417 - 0,0227051\beta^2 - 0,000002\beta^3.$$

Максимальная производительность шнека, кг/с:

$$Q_{\max} = 0,25 \frac{3,14}{2} (D^2 - d^2) \omega r_c \rho k_1 \varphi.$$

Время однократного воздействия, с:

$$t_{1b} = V\rho \frac{\Psi}{Q_{\min}}.$$

Кратность циркуляции за принятое время смешивания

$$K_{\text{ц}} = \frac{t_{\text{с}}}{t_{1b}},$$

где $t_{\text{с}}$ – длительность смешивания компонентов смеси, для вертикальных шнеков – 360...420 с, горизонтальных – 480...600 с.

Необходимая кратность циркуляции для смешивания компонентов $K_{\text{ц}} = 8$.

Время смешивания компонентов, с:

$$t_{\text{см}} = t_{1b} K_{\text{ц}}.$$

Время рабочего цикла для смешивания компонентов, с:

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{см}} + t_3 + t_b,$$

где t_3 – время загрузки компонентов в смеситель, с; t_b – время выгрузки готовой смеси, с.

Производительность смесителя, кг/с или т/ч:

$$Q_{\text{см}} = V\rho \frac{\Psi}{t_{\text{ц}}},$$

$$W_{\text{см}} = 3,6 Q_{\text{см}}.$$

Затрачиваемая мощность, кВт:

$$N_{\text{см}} = 00,01 K \xi Q_{\max} (L + 6S),$$

где K – приведенный коэффициент сопротивления движению корма относительно шнека. Для горизонтальных шнеков – 1, для вертикальных – для зерна и комбикормов – 1,2; сырого солода – 1,5; опилок – 4; кусков мяса, измельченных на ломтики корнеплодов – 8...10; ξ – коэффициент, учитывающий угол расположения шнека,

$$\xi = 0,99 + 0,0004089\beta_1 + 0,0002518\beta_1^2.$$

4.4.5. РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЯ С ПРОПЕЛЛЕРНОЙ МЕШАЛКОЙ

Данные смесители широко применяются для жидкостей с малой вязкостью (динамическая вязкость до 4,0 Па·с). Внутри емкости (рис. 4.26) загружаются компоненты смеси, включается мешалка, жидкость со дна поднимается вверх, а когда заканчивается диффузор – опускается вниз. По окончании процесса смешивания готовая смесь сливается вниз. При расчете смесителя определяются основные технологические, кинематические и силовые параметры.

Диаметр смесительной емкости, м:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V}{3,14s\psi}},$$

где V – объем корма в емкости, м³; s – соотношение диаметра емкости с ее рабочей высотой, 0,8...1,2 – при одной мешалке, 1...5 – при нескольких; ψ – коэффициент заполнения емкости, 0,6...0,8.

Диаметр смешивающего рабочего органа (мешалки), м:

$$d = Ds_1,$$

где s_1 – соотношение диаметров емкости и мешалки, 0,25...0,33.

Высота смесителя, м:

$$H_c = Ds.$$

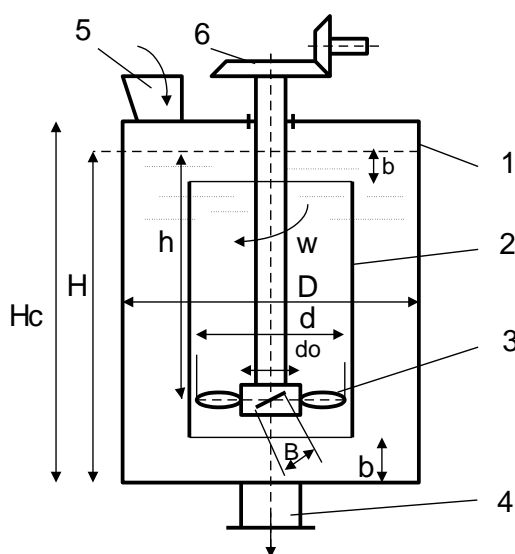


Рис. 4.26. Схема смесителя с пропеллерной мешалкой:

1 – емкость смесителя; 2 – диффузор; 3 – пропеллер;
4 – выгрузное отверстие; 5 – загрузное отверстие

Высота заполнения смесителя кормом, м:

$$H = H_c \psi .$$

Высота размещения смесительной камеры над дном, м:

$$b = ds_2 ,$$

где s_2 – соотношение высоты расположения и диаметра мешалки, 0,5...1,0.

Глубина погружения нижней мешалки, м:

$$h = H - 1,1b .$$

Шаг установки мешалок на валу, м:

$$S_m = ds_3 ,$$

где s_3 – соотношение шага и диаметра мешалки, 1...5.

Количество мешалок

$$Z = \frac{(H - b)}{2S_m} .$$

Количество точек замера угла наклона поверхности лопасти: $i = 0 \dots k$.

Количество лопастей у одной мешалки – 2...4.

Текущий угол наклона поверхности лопастей к плоскости вращения, 35...45°: $\beta_{10} = 10$,

$\beta_{1k} = 45$:

$$\beta_i = \left[\beta_{10} + \left[\frac{\beta_{1k} - \beta_{10}}{k} \right] i \right] \frac{3,14}{180} .$$

Ширина заготовки для лопасти постоянна.

Окружная скорость на конце мешалки, м/с:

$$v = (4,5635 + 11,288\mu) k_1 ,$$

где μ – кинематическая вязкость перемешиваемой массы, 0,01...1,00 Па с; k_1 – коэффициент запаса окружной скорости, 0,5...2,5.

Частота вращения мешалки, c^{-1} :

$$n = \frac{v}{3,14d} .$$

Частота вращения мешалки может изменяться от 4,5 до 18,0, реже до 40 с⁻¹.
 При перемешивании вязких жидкостей с содержанием взвесей, а также при образовании пены частота вращения 2,5...8,0 с⁻¹.

Угловая скорость рабочего органа, с⁻¹:

$$\omega = 6,28n.$$

Минимальная угловая скорость рабочего органа, с⁻¹:

$$\omega_{\min} = \frac{2V\psi}{d(\cos(\beta_{1k})\sin(\beta_{1k}))}.$$

Площадь поверхности, охватываемая лопастями мешалки, м²:

$$F = 0,8 \frac{3,14d^2}{4}.$$

Шаг винта, м:

$$S_i = 3,14 \tan(\beta_i) \left[d_0 + \frac{(d - d_0)i}{k + 1} \right].$$

где d_0 – диаметр корпуса мешалки, м

Осевая скорость движения жидкой массы по участкам лопасти, м/с:

$$v_{0i} = \frac{0,75nS_i(\cos(\beta_{1i}))^2}{k + 1}.$$

Среднее значение осевой скорости движения массы, м/с:

$$v_0 = \frac{\sum v_{0i}}{k + 1}.$$

Длительность смешивания, с:

$$t = \frac{KV}{v_0F},$$

где K – кратность циркуляции массы.

Мощность привода мешалки, кВт:

$$N_M = \frac{NZ\rho v_0F}{102\eta},$$

где η – КПД привода мешалки; ρ – плотность смешиваемой массы, кг/м³.

4.4.6. РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЯ С ЛОПАСТНОЙ МЕШАЛКОЙ

Смесители (рис. 4.27) применяют для смешивания жидкостей подвижных и с большой вязкостью, растворения твердых тел в жидкости, взмучивания мелкозернистых твердых частиц, приготовления лечебных кормов. Работают смесители в периодическом режиме. В емкость заливается жидкость и включается мешалка, затем загружаются твердые компоненты. Лопасти мешалки заставляют кормовые компоненты вращаться, а неподвижные вертикальные лопасти способствуют турбулизации потока, улучшая процесс смешивания. Готовая смесь выливается. При расчете смесителя определяются основные технологические, кинематические и силовые параметры.

Диаметр смесительной емкости, м:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V}{3,14s\psi}},$$

где V – объем корма в емкости, м^3 ; s – соотношение диаметра емкости с ее высотой, $0,8 \dots 1,3$; ψ – коэффициент заполнения емкости, $0,6 \dots 0,8$.

Диаметр смешивающего рабочего органа (лопастной мешалки), м:

$$d = Ds_1,$$

где s_1 – соотношение диаметров емкости и мешалки, $0,5 \dots 0,7$.

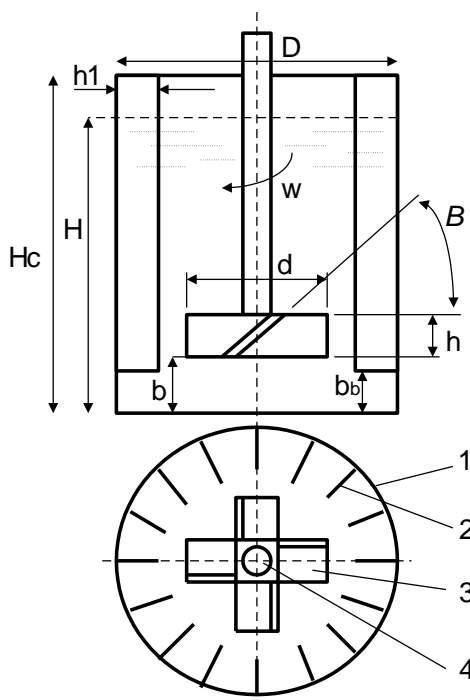


Рис. 4.27. Схема лопастного смесителя:

1 – емкость смесителя; 2 – вертикальные лопасти; 3 – горизонтальные лопасти; 4 – вал мешалки

Высота смесителя, м:

$$H_c = Ds .$$

Высота заполнения смесителя кормом, м:

$$H = H_c \psi .$$

Высота лопастей смесителя, м:

$$h = ds_2 ,$$

где s_2 – соотношение высоты и диаметра мешалки, 0,08...0,12.

Высота размещения мешалки над дном, м:

$$b = ds_3 ,$$

где s_3 – соотношение высоты расположения и диаметра мешалки, 0,1...0,5.

При смешивании вязких жидкостей на валу (по высоте) устанавливают две и более пар лопастей. Расстояние между ними, м:

$$l_p = ds_4 ,$$

где s_4 – соотношение расстояния между мешалками и ее диаметра, 1...5.

Количество мешалок [45]

$$Z = \frac{(H - b)}{l_p} .$$

Количество пар лопастей у одной мешалки – 1...2.

Угол наклона пар лопастей к плоскости вращения, 45 и 60°:

$$\beta_i = \beta_{li} \frac{3,14}{180} .$$

Диаметр расположения внутренних концов вертикальных лопастей, м:

$$D_1 = D - 2h_1 ,$$

где h_1 – ширина вертикальных лопастей, м.

Высота расположения нижних концов вертикальных лопастей от дна, м:

$$b_b = 0,9b .$$

Количество вертикальных лопастей

$$N_b = \text{ceil} \left(\frac{3,14D}{1,5h_1} \right).$$

Окружная скорость на конце лопасти смесителя, м/с:

$$v = 2,994613 - 0,025165\mu + 0,0000792\mu^2,$$

где μ – кинематическая вязкость перемешиваемой массы, Па·с.

Частота вращения мешалки, с^{-1} :

$$n = \frac{v}{3,14d}.$$

Угловая скорость рабочего органа, с^{-1} :

$$\omega = 6,28n.$$

Площадь лобовой поверхности лопасти, м^2 :

$$F_1 = \frac{d}{2} h \sin(\beta).$$

Окружная скорость центра тяжести лопасти, м/с:

$$v_0 = \frac{6,28n(d - d_0)}{2},$$

где d_0 – диаметр вала мешалки, м.

Масса жидкости, вытесняемая лопастью за единицу времени, кг/с:

$$q = F_1 v_0 \rho,$$

где ρ – плотность перемешиваемой массы, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Конструктивные коэффициенты:

$$K_1 = \frac{d}{2h},$$

$$\varphi = 1,0518986 + 0,0590223K_1^2 + 0,0003967K_1^3.$$

Работа, затрачиваемая на разгон массы, Дж:

$$A = \frac{5\varphi F_1 v_0 \rho}{9,81}.$$

Затрачиваемая мощность в пусковой момент горизонтальными мешалками, кВт:

$$N_{\Gamma} = \frac{2NZ \sum A_i}{102\eta},$$

где η – КПД привода мешалки.

Затрачиваемая мощность в пусковой момент вертикальными мешалками, кВт:

$$N_{\text{пр}} = 18 \cdot 10^{-3} \frac{\varphi Zh}{\mu} (D^4 - D_1^4) n^3 \rho.$$

Мощность привода мешалки, кВт:

$$N_{\text{пр}} = N_{\text{в}} + N_{\Gamma}.$$

Расстояние от оси до места приложения усилия, м:

$$X_{\text{ог}} = \frac{3}{8} d.$$

Расстояние от оси до места приложения усилия, м:

$$X_{\text{ов}} = \frac{3}{8} \frac{(D^4 - D_1^4)}{(D^3 - D_1^3)}.$$

Плечо приложения нагрузки к вертикальной и горизонтальной лопасти, м:

$$X_{\text{в}} = 0,5D - X_{\text{ов}},$$

$$X_{\Gamma} = X_{\text{ог}} - 0,5d_0.$$

Сила сопротивления жидкости, действующая на лопасть горизонтальной мешалки, Н:

$$P_{\Gamma} = \frac{10^3 \cdot N_{\Gamma} \eta}{\omega X_{\Gamma} Z N}.$$

Сила сопротивления жидкости, действующая на лопасть вертикальной мешалки, Н:

$$P_{\text{в}} = \frac{10^3 \cdot N_{\Gamma}}{\omega X_{\text{в}} N_b}.$$

4.5. РАСЧЕТ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКИ КОРМОВ

4.5.1. РАСЧЕТ ТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Данные устройства (рис. 4.28) применяют для подогрева, а иногда и смешивания жидкостей с водой. Внутри емкости заливается кормовая масса, подлежащая нагреву (охлаждению). По трубчатому теплообменнику подается теплоноситель. Для стабильного протекания теплообменного процесса кормовая масса постоянно перемешивается лопастными мешалками. По завершении процесса перемешивания готовый продукт сливается. При расчете теплообменника – подогревателя жидкостей определяются основные технологические, кинематические и силовые параметры теплообменного аппарата и мешалки.

Расчет трубчатого теплообменника проводится в соответствии с методиками, изложенными в учебной и справочной литературе.

В соответствии с технологическими расчетами задаем количество нагреваемой жидкости (мелассы) M_1 , кг.

Теплоемкость мелассы, кДж/(кг·°C):

$$c_1 = 4,18 \left(0,61 - 0,0005 \frac{t_1' + t_1''}{2} \right),$$

где t_1' , t_1'' – температура мелассы в конце и начале нагрева, °C.

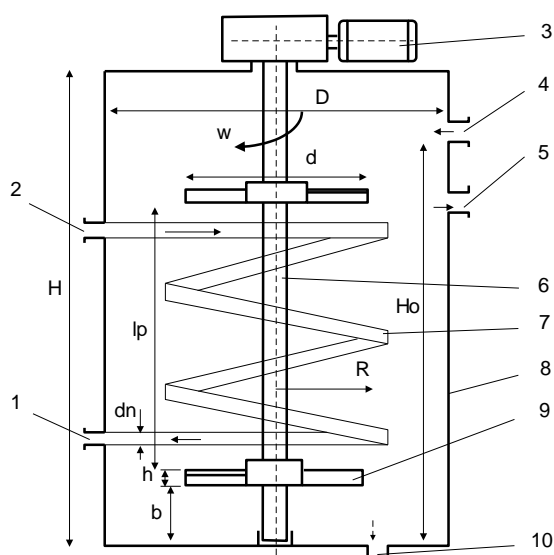


Рис. 4.28. Схема трубчатого теплообменника:

- 1, 2 – патрубки для отвода и подвода горячей воды; 3 – привод;
4, 5 – патрубки для подвода и отвода мелассы; 6 – вал; 7 – трубки теплообменника; 8 – бак;
9 – лопастная мешалка; 10 – патрубок для освобождения емкости или отвода смеси

Средняя температура мелассы в середине теплообменного аппарата, °С:

$$t_{\text{cp}} = \frac{t_1' + t_1''}{2}.$$

Плотность мелассы, кг/м³:

$$\rho = 1445 - 0,555t_{\text{cp}}.$$

Ориентировочный объем емкости, м³:

$$V_0 = \frac{1,75M_1}{\rho}.$$

Диаметр смесительной емкости, м:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V}{3,14s\psi}},$$

где V – объем емкости, м³; s – соотношение диаметра емкости с ее высотой, 1...5; ψ – коэффициент заполнения емкости, 0,6...0,7.

Диаметр смешивающего рабочего органа (лопастной мешалки), м:

$$d = Ds_1,$$

где s_1 – соотношение диаметров емкости и мешалки, 0,3...0,9.

Высота заполнения смесителя, м:

$$H = Ds.$$

Высота заполнения смесителя мелассой, м:

$$H_0 = \frac{H}{\psi}.$$

Высота лопастей смесителя, м:

$$h = ds_2.$$

где s_2 – соотношение высоты и диаметра мешалки, 0,05...0,09.

Высота размещения нижней мешалки над дном, м:

$$b = 0,2H_0.$$

При смешивании вязких жидкостей на валу (по высоте) устанавливают две и более пар лопастей. Расстояние между ними, м:

$$l_p = ds_4,$$

где s_4 – соотношение расстояния между мешалками и ее диаметра, 1...5.

Количество мешалок

$$Z = \frac{(H-b)}{l_p}.$$

Количество пар лопастей у одной мешалки – 1...2.

Угол наклона пар лопастей к плоскости вращения, $\beta_1 = 30...60^\circ$:

$$\beta = \beta_1 \frac{3,14}{180}.$$

Частота вращения мешалки, c^{-1} :

$$n = \frac{v}{3,14d}.$$

Угловая скорость рабочего органа, c^{-1} :

$$\omega = 6,28n.$$

Вода для нагрева мелассы подается по стальной трубке змеевика диаметром d_H при внутреннем диаметре d_B .

Радиус змеевика, м:

$$R = \frac{D}{4} + d_H.$$

Конструктивные коэффициенты:

$$A = 14 + \frac{b}{D} \left[670 \cdot \left[\frac{d}{D} - 0,6 \right]^2 + 185 \right].$$

$$B = 10 \cdot \left[\left[1,3 - 4 \left(\frac{b}{D} - 0,5 \right)^2 \right] - 1,14 \cdot \left(\frac{d}{D} \right) \right].$$

Показатель степени

$$p = 1,1 + 4 \frac{b}{D} - 2,5 \left[\frac{d}{D} - 0,5 \right]^2 - 7 \cdot \left[\frac{b}{D} \right]^4.$$

Критерий Рейнольдса

$$Re_M = \frac{\rho n d^2}{\mu},$$

где μ – динамическая вязкость перемешиваемой массы, Па·с при 35 °С.

Конструктивный коэффициент

$$C = \frac{A}{\text{Re}_M} + B \left[\frac{1000 + 1,2 \text{Re}_M^{0,66}}{1000 + 3,2 \text{Re}_M^{0,66}} \right]^P.$$

Мощность привода мешалки, кВт:

$$N_r = \frac{9,81ZNK_1}{\eta} \cdot 10^{-5} \left[C \rho n^3 d^5 \left(\frac{H_0}{D} \right)^{0,35 + \frac{b}{D}} \sin(\beta)^{1,2} \right],$$

где η – КПД привода мешалки; K_1 – коэффициент сопротивления движению от нагревательного элемента, 6...7.

Количество тепла, необходимое для нагрева мелассы, кДж:

$$Q_1 = M_1 c_1 \delta_1 (t_1'' - t_1'),$$

где δ_1 – коэффициент, учитывающий тепловые потери в окружающую среду.

Количество тепла, необходимое для нагрева смесителя, кДж:

$$Q_2 = M_2 c_2 (t_1'' - t_1'),$$

где M_2 – масса смесителя, кг; c_2 – теплоемкость стали, кДж/(кг·°С).

Количество тепла, необходимое для нагрева смесителя с мелассой, кДж:

$$Q = Q_1 + Q_2.$$

Расход воды, необходимой для нагрева смесителя с мелассой, кг/ч:

$$Q_B = \frac{Q}{t_{\text{вср}} T c_B},$$

где $t_{\text{вср}}$ – средняя температура охлаждения воды в процессе нагревания мелассы; T – время нагрева мелассы, 0,50..0,75 ч; c_B – теплоемкость воды, кДж/(кг·°С).

Характеристика теплообменного аппарата:

$$y = \frac{t_{\text{вср}}}{(t_1'' - t_1')} 2,3 \log \left[\frac{(t_2' - t_1')}{(t_2' - t_1'')} \right],$$

где t_2' – температура воды в начале нагрева мелассы, °С.

Конечная температура воды в начале и конце процесса, °С:

$$t_{2\text{нач}}'' = t_2' - (t_2' - t_1') y;$$

$$t_{2\text{кон}}'' = t_2' - (t_2' - t_1'') y.$$

Средняя температура охлаждения воды (уточненное значение) в процессе нагревания мелассы, °С:

$$t_{\text{вср}} = \frac{t_{2\text{нач}}'' + t_{2\text{кон}}''}{2}.$$

Коэффициент кинематической вязкости мелассы

$$\nu_M = \frac{\mu}{0,001\rho}.$$

Коэффициент температуропроводности мелассы

$$a_M = 10^{-4} \cdot (3,56 - 0,007t_{\text{ср}}).$$

Критерий Прантля мелассы

$$\text{Pr}_M = \frac{\nu_M}{a_M}.$$

Критерий Нуссельта мелассы

$$\text{Nu}_M = 0,87 \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14} \text{Re}_M^{0,62} \text{Pr}_M^{\frac{1}{3}}.$$

Коэффициент теплопроводности мелассы, Вт/(м·°С):

$$\lambda_M = (0,31 + 0,0001t_{\text{ср}}) 4,18.$$

Коэффициент теплоотдачи мелассы, Вт/(м·°С):

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_M \lambda_M}{D}.$$

Площадь поперечного сечения змеевика, м²:

$$S = \frac{3,14d_B^2}{4}.$$

Скорость движения воды в змеевике, м/с:

$$v_B = \frac{Q_B}{3,6 \cdot 10^6 \cdot S}.$$

Средняя расчетная температура воды, °С:

$$t_{\text{ср}_B} = \frac{t_{2\text{нач}}'' + t_{2\text{кон}}''}{4} + \frac{t_2'}{2}.$$

Динамическая вязкость воды, Па·с:

$$\mu_B = \left[(1725,298 - 40,8478t_{cp_B} + 0,4039t_{cp_B}^2 - 0,0013668t_{cp_B}^3) \cdot 10^{-6} \right].$$

Критерий Рейнольдса для воды

$$Re_f = \frac{v_B d_B \cdot 1000}{\mu_B}.$$

Режим турбулентный: $Re_f > 2320$.

Критерий Прантля для воды [45]: при 70° – $Pr_f = 2,56$; при 50° – $Pr_W = 3,56$.

Критерий Нуссельта для воды

$$Nu_f = 0,021 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_W} \right)^{0,25}.$$

Коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м·°C):

$$\lambda_f = 55,0245 + (0,2772328t_{cp_B} - 0,0018289t_{cp_B}^2) + 0,0000038t_{cp_B}^3.$$

Коэффициент теплоотдачи воды, Вт/(м²·°C):

$$\alpha_1 = \frac{3,6 Nu_f \lambda_f}{d_B}.$$

Коэффициент теплоотдачи воды с учетом завихрения потока в изогнутой трубке, Вт/(м²·°C):

$$\alpha'_1 = \frac{\alpha_1}{3,6} \left(1 - 1,77 \frac{d_B}{R} \right).$$

Средняя разность температур, °C:

$$\lambda = 2,3 \log \left(\frac{1}{1-y} \right),$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{wcp}}{\lambda}.$$

Толщина стенки водоподводящей трубки, м:

$$\delta_c = \frac{d_H - d_B}{2}.$$

Коэффициент теплопередачи от воды к мелассе через стенку трубы

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_c}{\lambda_c}},$$

где λ_c – коэффициент теплопроводности стенки змеевика, $\lambda_c = 45,3$ Вт/(м·°С).

Площадь нагрева змеевика, м²:

$$F = \frac{Q}{3,6K\Delta t_{cp}T}.$$

Площадь поверхности погонного метра змеевика, м²:

$$f = 3,14d_H.$$

Длина змеевика, м:

$$L = \frac{F}{f}.$$

Количество витков змеевика

$$Z = \frac{L}{6,24R}.$$

Объем водяной секции, м³:

$$V_B = 0,75d_H^2L.$$

Объем мелассы, м³:

$$V_M = \frac{M_1}{\rho}.$$

Объем емкости теплообменника, м³:

$$V_p = (V_B + V_M) \frac{1}{\psi}.$$

По результатам вычисления объема емкости теплообменника производится уточнение первоначально принятого объема емкости (а, следовательно, и параметров конструкции).

Условие $V > V_p$ выполняется, поэтому принимаем ближайший стандартный объем емкости.

Коэффициент использования мелассой объема емкости

$$\psi = \frac{V_M}{V}.$$

4.5.2. РАСЧЕТ ЕМКОСТИ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ЖИДКИХ КОРМОВЫХ ДОБАВОК

Технология приготовления раствора предусматривает температуру воды 60...70 °С, в которую вносится карбамид. По мере растворения карбамида (не допускается наличие нерастворившихся гранул карбамида) вносится необходимое количество мелассы. Температура раствора при этом не должна превышать 50 °С. Для приготовления 100 л раствора используют карбамида – 7,75 кг, патоки (мелассы) – 78 кг, воды – 38,5 кг. Для сдобривания 1 т соломы применяют 1 м³ раствора. Могут использоваться смесители (рис. 4.29, 4.30).

Потребное количество раствора, м³:

$$G_p = 0,001G_c,$$

где G_c – количество соломы, выдаваемое животным за выдачу, $G_c = 200$ кг.

Потребное количество карбамида, кг:

$$G_k = 10G_p q_k,$$

где q_k – норма внесения карбамида на 100 л раствора, кг.

Потребное количество мелассы, кг:

$$G_M = 10G_p q_M,$$

где q_M – норма внесения мелассы на 100 л раствора, кг.

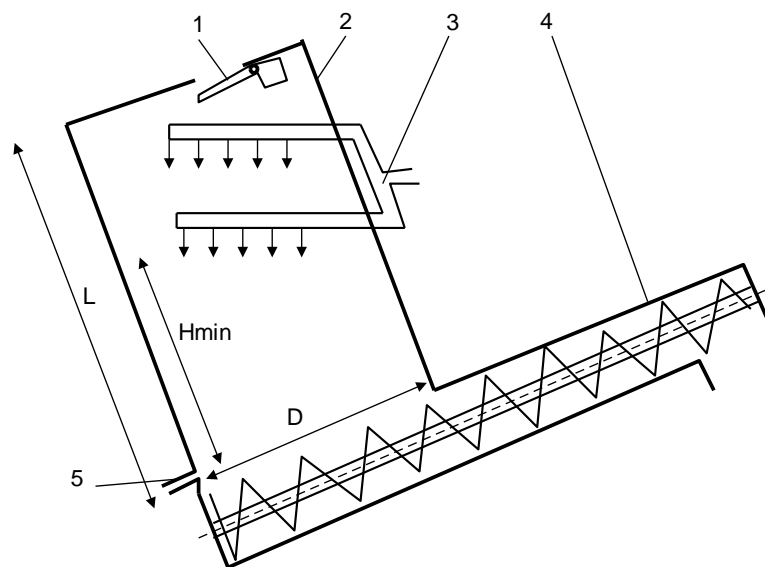


Рис. 4.29. Схема запарника:

1 – клапан с противовесом; 2 – емкость запарника; 3 – система подвода пара;
4 – выгрузное устройство; 5 – трубка для отвода конденсата

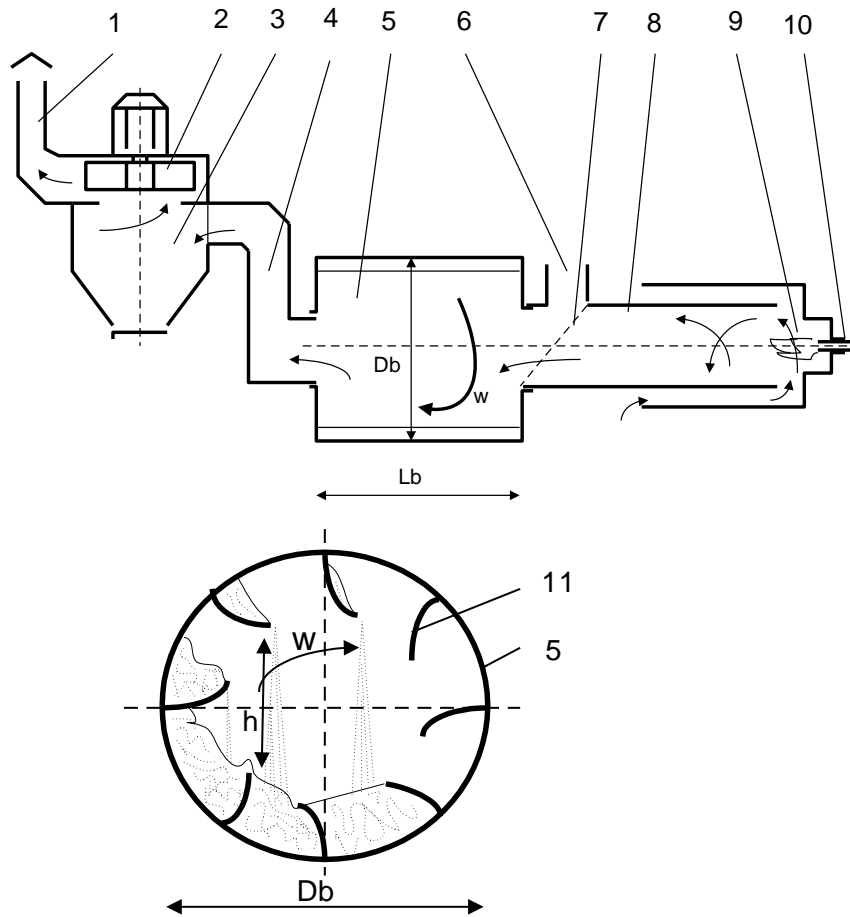


Рис. 4.30. Схема сушилки зеленой массы:

- 1 – дымоход; 2 – вентилятор; 3 – циклон; 4 – воздухопровод; 5 – сушильный барабан;
 6 – горловина для загрузки зеленой массы; 7 – жалюзи; 8 – теплогенератор;
 9 – топка теплогенератора; 10 – форсунка; 11 – лопасти сушильного барабана

Потребное количество воды, кг:

$$G_B = 10G_p q_B,$$

где q_B – норма внесения воды на 100 л раствора, кг.

В результате перемешивания компонентов получается раствор.

Плотность раствора, кг/м³:

$$\rho_{см} = \frac{G_M \rho_M + G_B \rho_B + G_K \rho_K}{G_M + G_B + G_K},$$

где ρ_K , ρ_M , ρ_B – плотность материала кормовых компонентов, соответственно мелассы, карбамида и воды, кг/м³.

Контрольный объем смеси, м³:

$$V_{см} = \frac{G_M + G_B + G_K}{\rho_{см}}.$$

Коэффициент соотношения производительности линии подачи соломы и питательного раствора:

$$K_{л} = \frac{G_c}{G_m + G_b + G_k}.$$

Определим наиболее эффективные размеры смесителя из расчета минимальных потерь энергии в окружающую среду. В качестве критерия оптимизации, как правило, используется параметр, имеющий четкий физический смысл. Поскольку конечным результатом работы смесителя является получение смеси, то в качестве критерия оптимизации используем максимальную температуру полученной смеси. Для отыскания оптимальных параметров смесителя используем набор соотношений размеров устройства. В качестве числового значения (для примера) используем третье значение параметров.

Соотношение высоты и диаметра смесителя

$$a(i) = 0,4 + 0,2i.$$

Диаметр смесителя, м:

$$D(i) = \sqrt[3]{\frac{4V_{см}}{\psi \cdot 3,14a(i)}},$$

где ψ – степень заполнения емкости, 0,7...0,8.

Высота смесителя, м:

$$H(i) = \frac{4V_{см}}{3,14\chi D(i)^2}.$$

Площадь поверхности теплопередачи, м²:

$$F_c = 1,05 \left[\left(3,14 \frac{D(i)^2}{2} \right) + 3,14 D(i) H(i) \right].$$

Толщина стенки запарника, м:

$$h_i = \frac{P_{и} D(i)}{200\sigma_p \chi} + \Delta,$$

где $P_{и}$ – максимальное избыточное давление внутри емкости, кПа; σ_p – допустимое напряжение на растяжение. Для Ст3 – 89...95 МПа; χ – коэффициент прочности шва. Для одностороннего сварного шва – 0,65; двухстороннего – 0,85; Δ – запас толщины на износ, неровности и коррозию, 1...2 мм.

Масса емкости смесителя, кг:

$$G_{ei} = F_{ci} h \rho_c,$$

где ρ_c – плотность материала емкости смесителя, кг/м³.

Теплоемкость раствора без мелассы, Дж/(кг·°C):

$$C_p = \frac{G_k C_k + G_b C_b}{G_b + G_k},$$

где C_m, C_k, C_b – теплоемкость мелассы, карбамида и воды, Дж/(кг·°C).

Температура раствора при начале растворения карбамида, °C:

$$t'_i = \frac{[(G_{ei} C_e + G_k C_k) t_H + G_b C_b t_k]}{G_{ei} C_e + (G_b + G_k) C_p},$$

где t_k – температура заливаемой воды перед закладкой карбамида (60...70 °C); t_H – начальная температура стенки емкости, °C.

Количество теплоты, затрачиваемое на нагрев емкости, кДж:

$$Q_{li} = 0,001 G_{ei} C_e (t'_e - t_H),$$

где C_e – удельная теплоемкость материала емкости, для стали Дж/(кг·°C).

Разность температур между нагретыми стенками емкости и окружающим воздухом, °C:

$$\Delta t_{li} = t'_i - t_b,$$

где t_b – температура окружающего воздуха, 15...20 °C.

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле, Вт/(м²·°C):

$$b_i = 8,4 + 0,06 \Delta t_{li}.$$

Количество теплоты, теряемое в окружающую среду, кДж:

$$Q_2(i) = 3,6 \cdot F_c(i) \cdot b(i) \cdot T_1 \cdot (t_k - t_b),$$

где T_1 – длительность растворения карбамида, ч.

Температура раствора в конце процесса растворения карбамида (без учета затрат энергии на растворение гранул), °C:

$$t''_i = \frac{[(G_{ei} C_e + G_k C_k) t_H + (G_b C_b t'_i - Q_{2i}) \cdot 1000]}{G_{ei} C_e + (G_b + G_k) C_p},$$

Полученная температура менее 55 °С, при которой происходит карамелизация мелассы, следовательно, возможно ее внесение. При нарушении температурного режима увеличивается время растворения карбамида. Температура воды при растворении мелассы – 40...50 °С. Полученное значение соответствует рекомендуемому интервалу.

Теплоемкость раствора с мелассой, Дж/(кг·°С) [45]:

$$C_{\text{см}} = \frac{G_{\text{М}}C_{\text{М}} + G_{\text{К}}C_{\text{К}} + G_{\text{В}}C_{\text{В}}}{G_{\text{М}} + G_{\text{В}} + G_{\text{К}}}.$$

Разность температур между нагретыми стенками емкости и окружающим воздухом, °С:

$$\Delta t_{1i} = t_i'' - t_{\text{В}},$$

где $t_{\text{В}}$ – температура окружающего воздуха, 15...20 °С.

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле, Вт/(м²·°С):

$$b_{1i} = 8,4 + 0,06\Delta t_{1i}.$$

Количество теплоты, теряемое в окружающую среду, кДж:

$$Q_{3i} = 3,6F_{ci} b_i T_2 (t_{\text{К}} - t_{\text{В}}),$$

где T_2 – длительность растворения мелассы, ч.

Температура раствора в конце процесса растворения мелассы, °С:

$$t''' = \frac{[G_{ei}C_e t_{\text{Н}} + G_{\text{М}}C_{\text{М}}t_{\text{М}} + ((G_{\text{В}} + C_{\text{К}})C_{\text{П}}t_i'' - Q_{3i}) \cdot 1000]}{G_{ei}C_e + (G_{\text{М}} + G_{\text{В}} + G_{\text{К}})C_{\text{см}}},$$

где $t_{\text{М}}$ – начальная температура мелассы, °С.

Температура раствора позволяет выдавать его как непосредственно животным (менее 35...40 °С), так и смешивать с другими кормами.

Количество воды, подаваемой в смеситель, $q_{\text{В}} = 38,5$ кг при температуре $t_{\text{К}} = 70$ °С. Данный объем воды при указанной температуре может обеспечить водонагреватель КЭВ-9/0,4 (ТУ 34.1111-75) проточного типа:

расход воды через котел $Q_{\text{В}} = 0,31$ м³/ч;

потребляемая номинальная мощность – 9 кВт;

номинальное напряжение – 380 В;

максимальное допустимое давление в котле – 0,07 МПа;

температура воды на входе – 10 °С; на выходе – 95 °С;

емкость котла – 5,6 л;

габаритные размеры – 260×270×213 мм;

масса – 8,5 кг.

Время заполнения смесителя водой, ч:

$$T_B = \frac{1000q_B}{Q_B}.$$

Минимальный диаметр водоподводящей трубы, м:

$$D_B = \sqrt{\frac{4Q_B}{3600 \cdot 3,14v_B}},$$

где v_B – скорость воды в трубе, 1...2 м/с.

Время заполнения смесителя мелассой, ч:

$$T_M = \frac{q_M}{Q_M \rho_M},$$

где Q_M – подача мелассы, м³/ч.

Диаметр трубы для подвода мелассы, м:

$$D_M = \sqrt{\frac{4Q_M \rho_M}{3,6 \cdot 10^6 \cdot 3,14v_M}},$$

где v_M – скорость мелассы в трубе, м/с.

Время заполнения смесителя карбамидом, ч:

$$T_K = \frac{q_K}{1000Q_K} + T_d,$$

где Q_K – подача карбамида, т/ч; T_d – дополнительное время на вспомогательные операции, ч.

Время выгрузки раствора из смесителя (внесения питательного раствора), ч:

$$T_{ВГ} = \frac{V_{см} \rho_{см}}{1000Q_{см}},$$

где $Q_{см}$ – техническая производительность линии внесения питательного раствора, т/ч.

Время цикла работы смесителя, ч:

$$T_{Ц} = T_B + T_K + T_M + T_1 + T_2 + T_{ВГ}.$$

Эксплуатационная производительность смесителя, т/ч:

$$W_{см} = \frac{G_M + G_B + G_K}{1000T_{Ц}}.$$

4.5.3. РАСЧЕТ ЗАПАРНИКА НЕПРЕРЫВНОГО ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ

Данные устройства (рис. 4.31) применяют для запаривания корнеклубнеплодов. Первоначально загружается в запарник порция корма и подается пар. По прошествии времени запаривания включается выгрузной шнек и производится отгрузка готовой продукции. Одновременно непрерывно могут загружаться свежие порции корма. По мере их опускания корм запаривается. Пароподводящие трубки расположены на высоте, не позволяющей выходить пару через трубку для отвода конденсата. При расчете запарника определяются основные технологические параметры теплообменного аппарата и потребное количество котлов.

Количество запаренного картофеля, выдаваемое за одно кормление животным, надлежит выдать M_k , кг. Картофель запаривается, а затем измельчается.

Длительность подачи запаренного корма, $T_p = 0,4$ ч.

Время запаривания корма (для корнеплодов – 0,4...0,5; грубых кормов – 0,70...0,75; концентратов – 0,5, а при частичной детоксикации корма – 1 ч), $T = 0,5$ ч.

Количество тепла на запаривание корма, кДж:

$$Q_1 = 0,001 M_k C (t_{к.к} - t_{к.н}),$$

где C – удельная теплоемкость корма, для картофеля, Дж/(кг·град); $t_{к.к}$ – конечная температура нагрева корма, $t_{к.к} = 100$ °С; $t_{к.н}$ – начальная температура нагрева корма, $t_{к.н} = 15$ °С.

Производительность (техническая) запарника, кг/с:

$$Q_T = \frac{M_k}{3600 T_p}.$$

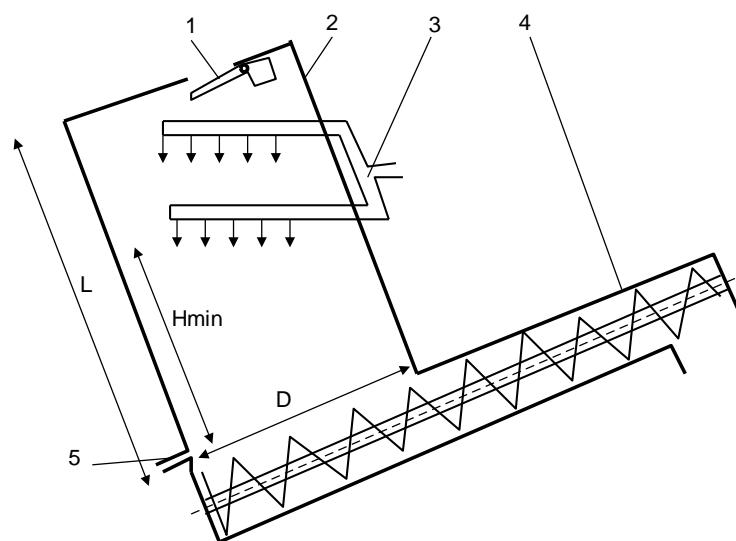


Рис. 4.31. Схема запарника:

1 – клапан с противовесом; 2 – емкость запарника; 3 – система подвода пара;

4 – выгрузное устройство; 5 – трубка для отвода конденсата

Объем запарника кормов, м³:

$$V_3 = \frac{M_k}{\rho_k T \psi},$$

где ρ_k , ρ_v – плотность корма и конденсата, соответственно картофеля и воды, кг/м³; ψ – степень заполнения емкости, 0,85...0,90.

Диаметр запарника, м:

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_3}{3,14a}},$$

где a – соотношение длины и диаметра запарника, 0,8...1,3.

Длина запарника, м:

$$L = aD.$$

Площадь поверхности теплопередачи, м²:

$$F_3 = 1,1 \left[\left(3,14 \frac{D^2}{2} \right) + 3,14 D^2 a \right].$$

Толщина стенки запарника, м:

$$h = \frac{P_{и}}{200 \sigma_p \lambda},$$

где $P_{и}$ – максимальное избыточное давление внутри чана, кПа; σ_p – допустимое напряжение на растяжение, для Ст3 – 89...95 МПа; λ – коэффициент прочности шва, для одностороннего сварного шва – 0,65; двухстороннего – 0,85; Δ – запас толщины на износ, неровности и коррозию, 1...2 мм.

Масса емкости запарника, кг:

$$G_e = F_3 (h \rho_c).$$

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле, Вт/(м²·°С):

$$b = 8,4 + 0,06 \Delta t.$$

Количество теплоты, затрачиваемое на нагрев запарника, кДж:

$$Q_2 = 0,001 G_e C_e (t_k - t_n).$$

где ρ_c – плотность материала запарника, кг/м³; C_e – удельная теплоемкость материала запарника, Дж/(кг·°С); t_k – конечная температура нагрева стенки запарника (90...95 °С); t_n –

начальная температура нагрева стенки запарника, $t_n = 15$ °С; Δt – разность температур между нагретыми стенками запарника и окружающим воздухом, $\Delta t = 75$ °С; t_b – температура окружающего воздуха, 15...20 °С.

Количество теплоты, теряемое в окружающую среду, кДж:

$$Q_3 = 3,6F_3bT(t_k - t_b).$$

Энтальпия конденсата, кДж/кг:

$$I_k = C_b T_k,$$

где C_b – теплоемкость конденсата (воды), Дж/(кг·°С); T_k – температура конденсата, равная температуре пара, уменьшенной на 5...8 °С.

Разность энтальпий пара и конденсата, кДж/кг:

$$P_i = (I_p x - I_k) 0,001.$$

Энтальпия пара при избыточном давлении 68,7 кПа и температуре 115 °С составляет $I_p = 2\,700\,000$ кДж/кг. При использовании котлов, подающих сухой пар $x = 1$, без пароперегревателей – $x = 0,96$.

Потребное количество тепла (без нагрева запарника), кДж:

$$Q = Q_1 + Q_3.$$

Потребное количество пара, кг:

$$G_k = \frac{Q}{TP_i}.$$

Теплопроизводительность, кДж/с:

$$Q_t = \frac{Q}{3600T_p}.$$

Расход пара, кг/с:

$$Q_{\Pi} = \frac{G_k}{3600T_p}.$$

Плотность пара, кг/м³:

$$\rho_{\Pi} = 0,7659559 - 0,0090715P + 0,0003449P^2 - 0,000024P^3,$$

где P – избыточное давление пара, кПа.

Минимальная высота запарника, м:

$$H_{\min} = \frac{3600P_i T \rho_{\text{п}} v_{\text{п}} (1 - \psi)}{\rho_{\text{к}} C_{\text{к}} (t_{\text{к.к}} - t_{\text{к.н}}) \psi},$$

где $v_{\text{п}}$ – скорость движения пара в запарнике, 0,20...0,26, м/с; $C_{\text{к}}$ – теплоемкость корневых плодов, кДж/(кг·°С).

Минимальная высота запарника не превышает принятую высоту емкости. Следовательно, запарник работоспособен.

Секундный расход пара, м³/с:

$$q_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}}.$$

Расчетный диаметр паропровода, м:

$$D_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{4q_{\text{п}}}{3,14v_{\text{п}}}},$$

где $v_{\text{п}}$ – скорость движения пара, 25...30 м/с.

Принимаем паропровод с внутренним стандартным диаметром.

Диаметр пароподводящих труб у запарника, м:

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{q_{\text{тр}}^2}{n_{\text{пр}}}},$$

где $n_{\text{пр}}$ – количество пароподводящих труб, шт.

Диаметр отверстий, м:

$$d_0 = \frac{d_{\text{п}}}{2LN_{\text{р}}} \left[d_{\text{п}} + \sqrt{d_{\text{п}}^{20} + 8LN_{\text{р}} \frac{H}{\tan\left(\alpha \frac{3,14}{180}\right)}} \right],$$

где $N_{\text{р}}$ – число рядов отверстий в трубе. При расходе пара до 0,0555 кг/с количество рядов – 3–4, при большем расходе – 4...6; H – ширина сплошного слоя пара, 30...40 мм; α – угол зенковки отверстий, °.

Шаг размещения отверстий, м:

$$S = \frac{2H}{\tan\left(\alpha \frac{3,14}{180}\right)} + d_0.$$

Количество отверстий на паропроводе в ряду, шт.:

$$Z = \frac{L}{S}.$$

Диаметр отверстия для отвода конденсата, м:

$$d_k = \frac{1}{30} \sqrt{\frac{G_k}{3,14 \rho_B v_k}},$$

где v_k – скорость выхода конденсата, 1,2...1,5 м/с.

Нижнее расположение распределительного паропровода обеспечивает температуру конденсата до 65...70 °С, среднее и верхнее – 55...60 °С.

Количество тепла, теряемое при транспортировке пара, кДж:

$$Q_{тр} = b(T + T_p) 3,14 d_{тр} L_{тр} \frac{(t_{тр} - t_B)}{3,6},$$

где $L_{тр}$ – длина паропровода, м; $t_{тр}$ – температура стенок паропровода, °С.

Количество тепла, затрачиваемое на работу запарников, кДж:

$$Q_{потр} = (Q + Q_3) + Q_{тр} + Q_2.$$

Расход тепла при работе запарников, кВт:

$$Q_{расх} = \frac{Q_{потр}}{3600 T}.$$

Количество котлов марки КТ-500А, шт.:

$$N_k = Q_{п} \frac{3600}{q_k},$$

где q_k – паропроизводительность котла: КЖ-100А-100; КВ-300МТ-300; КВ-300М-400; КТ-500-500; КТ-1000-1000; КЖ-1500-1500; КГ-150-1500 Д-721-9000 кг/ч пара давлением 0,07 МПа, $q_k = 500$ кг/ч.

При проектировании котельной количество котлов должно приниматься с учетом резервирования оборудования, т.е. на один больше:

$$N_k = \text{ceil}(N_k) + 1.$$

Потребное количество тепла на работу запарников для обработки порции корма, кДж:

$$Q_{п} = \frac{(Q_{потр} + Q_2)}{\eta},$$

где η – КПД установок для получения пара и запаривания корма, 0,4...5,0.

Потребное количество топлива для обработки порции корма, кг:

$$G_T = \frac{Q_{\Pi}}{q_T},$$

где q_T – теплотворная способность топлива, каменный уголь – 20; антрацит – 28 МДж/кг.

4.5.4. РАСЧЕТ ПНЕВМОБАРАБАННОЙ СУШИЛКИ ЗЕЛЕННОЙ МАССЫ

Для сушки зеленой массы, зерна и других продуктов применяют сушилки (рис. 4.32). В результате сгорания топлива образуются продукты сгорания, обладающие высокой температурой. Они движутся в сторону вентилятора 2. Проходя сквозь жалюзи 7, продукты сгорания способствуют поступлению влажной массы во вращающийся сушильный барабан 5. Внутри барабана материал перемешивается имеющимися лопастями. Частицы материала не сгорают, так как испаряющаяся влага отводит тепло.

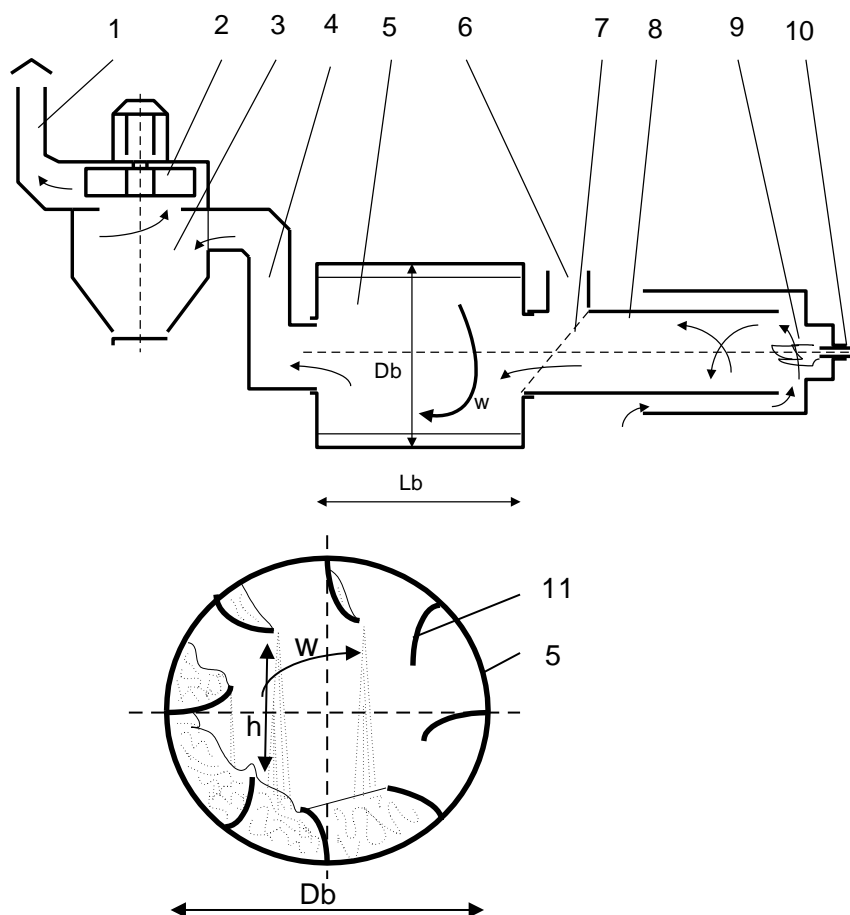


Рис. 4.32. Схема сушилки зеленой массы:

- 1 – дымоход; 2 – вентилятор; 3 – циклон; 4 – воздуховод; 5 – сушильный барабан;
 6 – горловина для загрузки зеленой массы; 7 – жалюзи; 8 – теплогенератор;
 9 – топка теплогенератора; 10 – форсунка; 11 – лопасти сушильного барабана

Подсушенные частицы становятся легче и быстрее выносятся из сушильного барабана в циклон 3. Частицы массы осаждаются в циклоне, а продукты сгорания выбрасываются в атмосферу. При расчете сушилки определяется тепловой баланс и конструктивно-технологические параметры устройств, входящих в ее состав.

Параметры атмосферного воздуха:

температура – $t_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$;

относительная влажность – $\Phi_0 = 70\%$;

влажносодержание – $d_0 = 10,5 \text{ г/кг}$;

барометрическое давление – $B_0 = 99 \text{ 300 Па}$;

теплоемкость атмосферного воздуха, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$:

$$c_{в0} = 0,9999 + 0,0000699t_0 + 2,007996 \cdot 10^{-8} \cdot t^2;$$

теплосодержание, $\text{кДж}/\text{кг}$:

$$I_0 = [c_{в0}t_0 + 4,19(595 + 0,47t_0)d_0] \cdot 0,001;$$

применяемое топливо-дизельное автотракторное;

теплоемкость топлива – $c_T = 3,77 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$;

температура топлива – $\theta_T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$;

коэффициент избытка воздуха в теплогенераторе – $\alpha_{в} = 1,2$;

КПД теплогенератора – $\eta = 0,97$.

начальная температура агента сушки – $t_1 = 750 \text{ }^\circ\text{C}$.

температура отработавшего агента сушки – $t_2 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$.

Материальный баланс сушильного агрегата

Коэффициент пересчета на нормальные условия (сырье – 75%, мука – 10% влажности):

$$K_W = \frac{w_1 - w_2}{(100 - w_1) \cdot 2,6},$$

где w_1 – влажность исходной массы, $w_1 = 75\%$; w_2 – влажность высушенной массы, $w_2 = 10\%$.

Испарительная способность сушилки, $\text{кг}/\text{ч}$:

$$W = Q_c K_w \frac{w_1 - w_2}{100 - w_1},$$

где Q_c – производительность сушилки по сухой массе, $\text{кг}/\text{ч}$.

Производительность сушилки по сырой массе, $\text{кг}/\text{ч}$:

$$Q_B = W + Q_c.$$

Основные параметры топочных газов и сушильного агента

Высшая теплотворная способность топлива, кДж/кг:

$$Q_{вп} = 4,18((81c_p + 300H_p) - 26(O_p N_p - S_p)).$$

Низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг:

$$Q_{нп} = Q_{вп} - 25,12(9N_p + W_p).$$

Теоретическое количество абсолютно-сухого воздуха для сжигания 1 кг топлива, кг/кг:

$$L_0 = 0,015c_p + 0,345H_p - 0,043(O_p N_p - S_p).$$

Масса сухих газов, образуемых при сжигании 1 кг топлива, кг/кг:

$$G_{с.г} = 1 + \alpha_B L_0 - \frac{A_p + 9H_p + W_p}{100}.$$

Влагосодержание топочных газов, г/кг:

$$d_T = \frac{10 \cdot (9H_p + W_p) + \alpha_B L_0 d_0}{G_{с.г}}.$$

Теплосодержание топочных газов, кДж/кг:

$$I_T = \frac{Q_{вп} \eta_T + c_T \theta_T + \alpha_B L_0 I_0}{G_{с.г}}.$$

Теплоемкость атмосферного воздуха, кДж/(кг·°C):

$$c_B = 1,01 + 1,97 \cdot 10^{-3} \cdot d_0.$$

Энтальпия водяного пара в исходном агенте сушки, кДж/кг:

$$t'_п = c_{H_2O}(t_1 + i_п t_1),$$

где c_{H_2O} – теплоемкость воды, кДж/(кг·град); r_1 – теплота парообразования, кДж/кг;

$i_п$ – энтальпия пара, кДж/кг.

Ориентировочная теплоемкость сгоревших газов по воздуху, кДж/(кг·°C):

$$c_{в1} = 0,9999 + 0,0000699t_1 + 2,007996 \cdot 10^{-8} \cdot t_1^2.$$

Общий коэффициент избытка воздуха (предварительный)

$$\alpha_1 = \frac{\left[(Q_{B_p} \eta_T + c_T \theta_T) - \left[1 - \frac{(9H_p + W_p + A_p)}{100} \right] c_{B_1} t_1 - \frac{(9H_p + W_p) i'_\Pi}{100} \right]}{L_0 \left(c_{B_1} t_1 - I_0 + \frac{i'_\Pi d_0}{1000} \right)}$$

Состав топочных газов в расчете на 1 кг топлива, кг/кг:

$$\text{Азот} - G_{N_2} = 0,768 \alpha_1 L_0 + 0,001 O_p N_p,$$

$$\text{Кислород} - G_{O_2} = 0,232 L_0 (\alpha_1 - 1),$$

$$\text{Сернистый ангидрид} - G_{SO_4} = 0,02 S_p,$$

$$\text{Углекислый газ} - G_{CO_2} = 0,0367 C_p.$$

Теплоемкости газов, кДж/(кг·град):

$$c_{O_2} = 0,9093736 + (0,0001537 t_1 - 2,882118 \cdot 10^{-8} \cdot t_1^2),$$

$$c_{N_2} = 1,033769 + (0,0000546 t_1 + 2,6123876 \cdot 10^{-8} \cdot t_1^2),$$

$$c_{CO_2} = 0,822011 + (0,0004555 t_1 - 1,534965 \cdot 10^{-8} \cdot t_1^2).$$

Теплоемкость сухих топочных газов, кДж/(кг·град):

$$c_{c.r} = \frac{G_{CO_2} c_{CO_2} + G_{N_2} c_{N_2} + G_{O_2} c_{O_2}}{G_{CO_2} + G_{N_2} + G_{O_2}}.$$

Общий коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{\left[(Q_{B_p} \eta_T) - \left[1 - \frac{(9H_p + W_p + A_p)}{100} \right] c_{c.r} t_1 - \frac{(9H_p + W_p) i'_\Pi}{100} \right]}{L_0 \left(c_{c.r} t_1 - I_0 + \frac{i'_\Pi d_0}{1000} \right)}$$

Влагосодержание отработавшего агента сушки, г/кг:

$$d_2 = 4,2 w_1 - 28.$$

Принимаем влагосодержание смеси топочных газов с атмосферным воздухом,

$$d_2 = 35 \text{ г/кг.}$$

Удельный расход агента сушки, кг/кг:

$$l = \frac{1000}{d_2 - d_1}.$$

Минимальный удельный расход теплоты на испарение (2600...2800 кДж/кг или 80...85% всей энергии), кДж/кг:

$$q_1 = c_{\text{H}_2\text{O}}(r_1 + i_{\text{п}}t_2 - t_0).$$

Удельный расход теплоты на подогрев воздуха (420...600 кДж/кг или около 15% от всей энергии), кДж/кг:

$$q_2 = l \left[c_{\text{в}}(t_2 - t_0) + 1,97(t_2 - t_0) \frac{d_0}{1000} \right].$$

Удельный расход теплоты на тепловые потери в окружающую среду (около 5...10% от всей энергии или 170...350 кДж/кг), $q_5 = 220$ кДж/кг.

Теплоемкость материала, для сечки – 2,47...2,60, для сухого зерна – 1,9...1,95, кДж/(кг·град):

$$c_{\text{м}} = \frac{(-735 + 4,5t_1)}{1000}.$$

Удельный расход теплоты на нагрев высушенной массы (до 100 кДж/кг или менее 3% от всей энергии), кДж/кг:

$$q_3 = c_{\text{м}}(\theta_2 - t_0) \frac{100 - w_1}{w_1 - w_2},$$

где θ_2 – температура высушенной массы, до 70 °С.

Удельный суммарный расход теплоты, кДж/кг:

$$q = (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5) \cdot 1,05.$$

Часовой расход топлива, кг/ч:

$$B_{\text{т}} = \frac{q}{Q_{\text{нр}} \cdot \eta_{\text{т}}}.$$

Диаметр донышка форсунки, мм:

$$d_{\text{ф}} = 100 \sqrt{\frac{4B_{\text{т}}}{3,14 \cdot 3600 \rho_{\text{т}} \mu_{\text{т}} \sqrt{2 \cdot 0,981 p_{\text{т}}}}},$$

где $p_{\text{т}}$ – давление топлива, 0,5...1,5 МПа; $\rho_{\text{т}}$ – плотность топлива, кг/м³; $\mu_{\text{т}}$ – коэффициент истечения топлива, 0,8, ..., 0,9.

Часовой расход сухих топочных газов, кг/ч:

$$L_T = B_T G_{с.г.}$$

Часовой расход влажных топочных газов, кг/ч:

$$G_T = L_T \left(1 + \frac{d_T}{1000} \right).$$

Парциальное давление пара в топочных газах, Па:

$$p_{п.т} = \frac{B d_T}{622 + d_T}.$$

Плотность топочных газов при температуре t_2 , кг/м³:

$$\rho_T = \frac{1,293 \cdot 273}{273 + t_2} \left(1 - 0,378 \frac{p_{п.т}}{B} \right).$$

Объемный расход влажных топочных газов на выходе из агрегата, м³/ч:

$$V_T = \frac{G_T}{\rho_T}.$$

Объемный расход водяного пара, образующегося при испарении влаги из высушиваемого материала при температуре t_2 , м³/ч:

$$V_{п} = \frac{W R_{п} (273 + t_2)}{M_{H_2O} B},$$

где M_{H_2O} – молярная масса воды, $M_{H_2O} = 18$; $R_{п}$ – универсальная газовая постоянная.

Часовой расход сухого атмосферного воздуха, поступающего на смешивание с топочными газами, кг/ч:

$$L = L_0 B_T (\alpha - \alpha_B).$$

Часовой расход влажного атмосферного воздуха, поступающего на смешивание с топочными газами, кг/ч:

$$G_0 = L \left(1 + \frac{d_0}{1000} \right).$$

Парциальное давление пара в атмосферном воздухе, Па:

$$p_0 = \frac{B \cdot d_0}{622 + d_0}.$$

Плотность атмосферного воздуха при температуре t^2 , кг/м³:

$$\rho_0 = \frac{1,293 \cdot 273}{273 + t_2} \left(1 - 0,378 \frac{p_0}{B} \right).$$

Часовой объемный расход атмосферного воздуха на выходе из агрегата, м³/ч:

$$V_0 = \frac{G_0}{\rho_0}.$$

Часовой объемный расход агента сушки на выходе из агрегата (производительность дымососа), м³/ч:

$$\sum V = V_T + V_{II} + V_0.$$

Теплосодержание смеси топочных газов с атмосферным воздухом, кДж/кг:

$$I_1 = \frac{L_T I_T + L I_0}{L + L_T}.$$

Влагосодержание смеси топочных газов с атмосферным воздухом, г/кг:

$$d_1 = \frac{L_T d_T + L d_0}{L + L_T}.$$

Уточняем ранее принятое значение влагосодержания смеси топочных газов, г/кг.

Температура смеси топочных газов с атмосферным воздухом, °С (контроль):

$$t_1 = \frac{I_1 - c_{H_2O} r_1 \frac{d_1}{1000}}{c_{с.г} + i_{II} c_{H_2O} \frac{d_1}{1000}}.$$

Влагосодержание отработавшего агента сушки, г/кг (контроль):

$$d_2 = d_1 + 1000 \frac{W}{L - L_T}.$$

Общий удельный расход теплоты на испарение влаги, кДж/кг:

$$q_{\Sigma} = 1000 \frac{(I_1 - I_0)}{(d_2 - d_1)}.$$

Термический КПД сушильного агрегата

$$\eta = \frac{(t_1 - t_2)}{(t_1 - t_0)}.$$

Средняя разность температур между газом и высушенным материалом, °С:

$$\Delta t = K_t \frac{(t_1 - t_0) \pm t_2 + \theta_2}{2,3 \cdot \ln \left[\frac{(t_1 - t_0)}{(t_2 - \theta_2)} \right]}.$$

где K_t – коэффициент погрешности, 0,8...1,5.

Напряжения объема сушильной камеры по влаге, кг/м³:

$$A = \frac{\alpha_v W \Delta t}{Q_c q}.$$

где α_v – эмпирический коэффициент теплопередачи между газом и частицами материала, кДж/(м³·ч·°С).

Объем барабана, м³:

$$V_6 = \frac{W \cdot 1,5}{1000 \cdot A}.$$

Диаметр барабана (предварительный), м:

$$D_6 = \sqrt{3,54 \cdot 1,5 \cdot 10^{-4} \frac{L}{u}},$$

где u – весовая скорость газа на выходе из сушилки, кг/(м²·с).

Минимальная длина барабана, м:

$$L_{\min} = \frac{4V_6}{3,14D_6^2}.$$

Длина барабана, м:

$$L_6 = k_1 D_6,$$

где k_1 – коэффициент соотношения длины и диаметра барабана, 4...7.

Частота вращения барабана, с⁻¹:

$$n_{\min} = \frac{k_2}{60 \cdot D_6};$$

$$n_{\max} = \frac{k_2}{60 \cdot D_6};$$

$$n = \frac{n_{\min} + n_{\max}}{2},$$

где k_2 – коэффициент пропорциональности, 6...11.

Средняя скорость движения агента, м/с:

$$v_{cp} = 1,75 + 0,05w_1.$$

Скорость обтекания частиц сушильным агентом, м/с:

$$v = \sqrt{v_{cp}^2 + 4,9h_{cp}},$$

где h_{cp} – средневзвешенное значение высоты падения частиц с лопастей, не менее 250 мм.

Время сушки, с:

$$\tau = \frac{12L_6}{h_{cp}n^{0,7} \left[z \tan(\beta) + \frac{51,4 \cdot 10^{-3}}{l_{cp}} (\rho_T v_{cp})^{1,73} \right]},$$

где z – количество лопастей, $z = 15$ шт., их длина 500...600 мм; l_{cp} – средняя длина частиц, мм; β – угол наклона барабана, °.

Объем барабана, м³:

$$V_6 = \frac{(Q_6 + Q_c)\tau}{3600(\rho_{в.м} + \rho_{с.м})\psi},$$

где ψ – коэффициент заполнения барабана, 0,08...0,23; $\rho_{в.м}$ – насыпная плотность влажной массы, 280..400 кг; $\rho_{с.м}$ – насыпная плотность сухой массы, 180...200, кг/м³.

Диаметр барабана, м:

$$D_6 = \sqrt{\frac{4V_6}{3,14L_6}}.$$

При несовпадении полученного значения с ранее принятой величиной предварительное значение следует уточнить.

Мощностной коэффициент

$$k_{п} = -0,007 + 0,55\psi - \psi^2.$$

Мощность привода барабана, кВт:

$$N_6 = 13 \cdot 10^{-3} \cdot L_6 D_6^3 n \rho_{в.м} \frac{k_{п}}{\eta_6},$$

где η_6 – КПД привода барабана.

Площадь поперечного сечения пневмопровода, м²:

$$F = \frac{\sum V}{3600v_{п}},$$

где $v_{п}$ – скорость воздушной смеси в пневмопроводе, с учетом возможности перемещения зеленой массы – 25...32 м/с.

Диаметр трубопровода, м [45]:

$$D_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4F}{\pi}}.$$

Потери напора в трубопроводе сушильной установки, Па:

$$h = \left(\frac{\lambda_t}{D_{\text{тр}}} L_{\text{тр}} + \sum \xi \right) \frac{v_{\text{п}} \cdot 9,93}{2 \cdot 9,81},$$

где λ_t – коэффициент потерь напора по длине; $L_{\text{тр}}$ – длина трубопровода, м; $\sum \xi$ – суммарные местные сопротивления.

Потери напора в топке сушильной установки, $h_t = 50$ Па.

Потери напора в сушильном барабане, 100...200 Па, $h_6 = 150$ Па.

Условная скорость газа в циклоне, м/с:

$$\omega_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{2\Delta p_p}{\xi}},$$

где Δp_p – соотношение гидравлического сопротивления и минимальной плотности осаждаемого материала; ξ – коэффициент сопротивления циклона, 60...180.

Диаметр циклона (рис. 4.33), м:

$$D = \sqrt{\frac{\sum V}{0,785 \cdot 3600 \omega_{\text{ц}}}}.$$

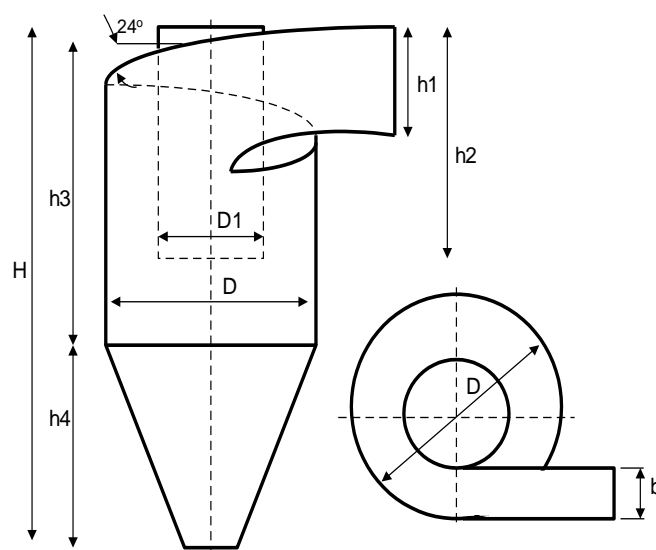


Рис. 4.33. Схема циклона

Потери напора в циклоне сушильной установки, Па:

$$h_c = \xi \frac{\rho_0 \omega_{\text{ц}}^2}{2}.$$

Диаметр выходной (центральной) трубы циклона, м:

$$D_1 = 0,6D.$$

Ширина входного патрубка, м (рис. 4.45):

$$b = 0,26D.$$

Высота входного патрубка, м:

$$h_{1\text{ц}} = 1,11D_{\text{ц}}.$$

Высота выходной трубы, м:

$$h_{2\text{ц}} = 2,11D_{\text{ц}}.$$

Высота цилиндрической части, м:

$$h_{3\text{ц}} = 2,11D_{\text{ц}}.$$

Высота конической части, м:

$$h_{4\text{ц}} = 1,75D_{\text{ц}}.$$

Общая высота циклона, м [45]:

$$H_{\text{ц}} = 4,26D_{\text{ц}} \quad H_{\text{ц}} = 4,26 \cdot D_{\text{ц}}.$$

Потери напора на перемещение материала в сушильной установке, Па:

$$h_{\text{с.у}} = 1,1 \cdot 9,93h(l + k\mu_{\text{ср}}),$$

где k – эмпирический коэффициент; $\mu_{\text{ср}}$ – средняя концентрация материала в потоке газа, 0,1...0,5.

Потери напора на перемещение газов в сушильной установке, Па:

$$h_p = h \frac{293 \cdot 9,93}{t_n + 273} \frac{760}{B},$$

где t_n – температура нормальных условий, °С.

Потери напора в сушильной установке, кПа:

$$H = \frac{(h + h_t + h_c + h_{\text{с.у}} + h_p + h_{\text{б}})}{1000}.$$

Мощность привода вентилятора, кВт:

$$N_B = \frac{k_3 WH}{3600 \cdot 1,02 \cdot \eta_B \eta_p} \frac{293}{t_n + 273},$$

где k_3 – коэффициент запаса мощности на запуск вентилятора, 1,1...1,5; η_B – КПД вентилятора; η_p – КПД привода.

4.6. РАСЧЕТ ПРЕССОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ ПРИГОТОВЛЕНИИ КОРМОВ

4.6.1. РАСЧЕТ ШТЕМПЕЛЬНОГО ПРЕССА

Для прессования грубых и концентрированных кормов влажностью 15...18% используют различные прессы. Уплотнение производится поршнем 3 (рис. 4.34), приводимым в движение кривошипно-шатунным механизмом. Корм, поступающий через загрузную горловину 4, поршнем направляется в прессовальный канал 5. Необходимое сопротивление и время выдержки материала в сжатом состоянии обеспечиваются длиной и формой канала. При расчете прессы определяются его конструктивно-технологические и мощностные параметры.

Заданная производительность прессы Q_n , кг/ч.

Принимаем диаметр брикетов d , м.

Плотность брикетов $\rho_6 = 700$ кг/м³.

Плотность брикетов в канале прессы, кг/м³ [45]:

$$\rho = k_1 \rho_6,$$

где k_1 – поправочный коэффициент, 1,3...1,5.

Высота сжатой порции, м:

$$h = 0,25d.$$

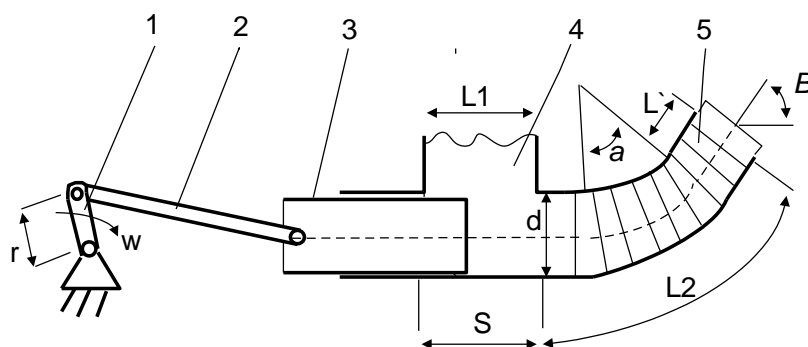


Рис. 4.34. Схема штемпельного прессы:

1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – поршень; 4 – загрузная горловина; 5 – канал

Площадь сечения канала, м²:

$$F = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Масса порции, кг:

$$M = h\rho F.$$

Для уравнивания инерционных сил применяется схема с двумя штемпелями.

Число ходов штемпеля, мин⁻¹:

$$n = \frac{Q_{\text{п}}}{60 \cdot Mk},$$

где k – количество штемпелей, $k = 2$ шт.

Длина загрузочного канала, м:

$$L_1 = \frac{M}{\rho_0 F},$$

где ρ_0 – плотность материала начальная, обеспечиваемая подающим механизмом, $\rho_0 = 65$ кг/м³.

Необходимое перекрытие загрузочного окна штемпелем, м:

$$L' = 0,13L_1.$$

Ход штемпеля, м:

$$S = L_1 L'.$$

Радиус кривошипа, м:

$$r = 0,5S.$$

Давление штемпеля, МПа:

$$p = C \left[e^{a(\rho - \rho_0)} \right],$$

где C и a – коэффициенты сопротивления сжатию для злаковой смеси влажностью 16%.

Усилие сжатия штемпеля, кН:

$$P = 1000 \cdot pF.$$

Сопротивление направляющих, изогнутых в вертикальной плоскости, МПа:

$$A_0 = (\sin(\beta) + f \cos(\beta))L' - \frac{R}{f^2 + 1} (f^2 \cos(\alpha) + 2f \sin(\alpha) - \cos(\alpha)),$$

$$p_{\text{вн}} = \left[-9,81R\rho_6 \frac{(f^2 - 1)}{(f^2 + 1)} + 9,81\rho_6 e^{f\alpha} A_0 \right] \cdot 10^{-6},$$

где R – радиус криволинейного участка, м; β – угол наклона направляющих, °; α – центральный угол криволинейного участка, °; f – коэффициент трения.

Периметр канала, м:

$$l = 3,14d .$$

Расширение сжатого материала, м:

$$m = k_2d ,$$

где k_2 – коэффициент, учитывающий деформацию брикета после прекращения сжатия, 0,10...0,25.

Длина канала сопротивления, м:

$$L_2 = \frac{F}{f\mu l} \ln \left[\frac{p + \frac{q_0}{\mu}}{p_{\text{вн}} + \frac{q_0}{\mu}} \right] - (h + m),$$

где q_0 – остаточное боковое давление, 0,5...2,0 МПа; μ – коэффициент бокового давления, 0,43...0,46.

Количество энергии на сжатие корма, Дж/кг:

$$X_1 = 10^6 \cdot a\rho_0 l e^{-a\rho_0} \left(e^{-a\rho_0 \frac{L_1}{h}} - e^{-a\rho_0} \right) - \frac{h}{L_1} \left[e^{a\rho_0 \frac{L_1+h}{h}} - l \right];$$

$$A_1 = C \frac{L_1 F}{M} X_1.$$

Количество энергии на проталкивание спрессованной порции корма, Дж/кг:

$$A_2 = 10^6 \cdot \frac{F}{M} \left[\left(\frac{F}{f\mu l} \right) \left(p + \frac{q_0}{\mu} \right) \left[l - e^{(-f\mu) \left[\frac{l}{F} (h-m) \right]} \right] + \left(-q_0 \frac{h}{\mu} \right) \right].$$

Среднее давление расширения, МПа:

$$p_c = \left(p + \frac{q_0}{\mu} \right) e^{(-f\mu) \left[\frac{l}{F} (h-m) \right]} - \frac{q_0}{\mu}.$$

Работа упругого расширения, Дж/кг:

$$A_3 = \frac{F p_c m \cdot 10^6}{2}.$$

Работа, необходимая для брикетирования, Дж/кг:

$$A = A_1 + A_2 - A_3.$$

Мощность привода пресса, кВт:

$$N_{\Pi} = \frac{AQ_{\Pi}}{3,6 \cdot 10^6 \cdot \eta},$$

где η – КПД привода.

4.6.2. РАСЧЕТ КОЛЬЦЕВОГО ПРЕССА

Для прессования грубых и концентрированных кормов влажностью 15...18% используют различные прессы. Корм, поступающий в приемную камеру (рис. 4.35), роллерами 4 направляется в прессовальные каналы матрицы 2. Необходимое сопротивление и время выдержки материала в сжатом состоянии обеспечиваются длиной канала. Выходящие стержни спрессованного корма отламываются при взаимодействии с ножом 6. В брикетных прессах вращается водило; у грануляторов вращается матрица, а водило роллеров и нож стоят неподвижно. При расчете пресса определяются его конструктивно-технологические и мощностные параметры.

Заданная производительность пресса Q_{Π} , кг/ч.

Заданное сечение прессовального канала d_1 и d_2 , м.

Плотность брикетов $\rho_6 = 800$ кг/м³.

Плотность брикетов в канале пресса, кг/м³:

$$\rho = k_1 \rho_6,$$

где k_1 – поправочный коэффициент, 1,2...1,5.

Площадь сечения канала, м²:

$$F = d_1 d_2.$$

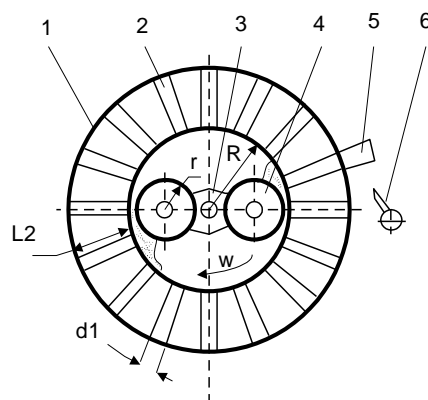


Рис. 4.35. Схема кольцевого пресса:

1 – матрица; 2 – канал матрицы; 3 – водило; 4 – роллер;

5 – стержень спрессованного материала; 6 – нож

Периметр канала, м:

$$l = 2(d_1 + d_2).$$

Высота сжатой порции, м:

$$h = 0,25\sqrt{F}.$$

Давление штемпеля, МПа:

$$p = C \left[e^{a(p-p_0)} - l \right],$$

где C и a – коэффициенты сопротивления сжатию для злаковой смеси влажностью 16%;
 p_0 – начальная плотность брикетов, кг/м³.

Длина канала матрицы, м:

$$L_2 = \frac{F}{f\mu l} \ln \left(l + \frac{\mu p}{q_0} \right),$$

где q_0 – остаточное боковое давление, 0,5...2,0 МПа; μ – коэффициент бокового давления, 0,43...0,46; f – коэффициент трения, 0,2...0,5.

Пропускная способность матрицы, кг/с:

$$Q_c = \frac{Q_{\text{п}} k_3}{3600},$$

где k_3 – коэффициент запаса на перемычки между каналами.

Площадь рабочей поверхности матрицы для заданной производительности, м²:

$$F_p = \frac{Q_c t}{k_{\text{п}} L_2 \rho c},$$

где t – время выдержки спрессованного материала в канале, при гранулировании травяной муки – 16...18 с, при брикетировании травяной резки и кормосмесей – 20...25 с; $k_{\text{п}}$ – коэффициент перфорации матрицы с прямоугольным сечением каналов – 0,7...0,8, с круглыми – 0,5...0,6; c – коэффициент, учитывающий расширение спрессованного корма после выхода из каналов, 1,10...1,25.

Внутренний радиус матрицы, м:

$$R = \frac{F_p}{6,28 \cdot z_k \frac{(d_1 + d_2)}{2}},$$

где z_k – количество рядов каналов в матрице.

Радиус роллера, мм:

$$r = k_2 R,$$

где k_2 – коэффициент пропорциональности.

Высота захватываемого роллером слоя корма, м:

$$H = R - \sqrt{r^2 + (R - r)^2 + 2r(R - r) \cos \left[\frac{\gamma}{180} \frac{3,14}{1 - \frac{r}{R}} \right]},$$

где γ – угол защемления, °.

Количество каналов прессования, шт.:

$$Z = \text{ceil} \left(\frac{F_p k_{\Pi}}{F} \right).$$

У грануляторов вращается матрица, в брикетных прессах – водило роллеров. Частота вращения водила – $3...5 \text{ с}^{-1}$.

Частота вращения матрицы ограничивается минимальным и максимальным значениями.

Минимальная частота вращения матрицы, с^{-1} :

$$n_{\min} = \frac{\sqrt{\frac{9,81}{R \sin(\arctg(f))}}}{6,28}.$$

Максимальная частота вращения матрицы, с^{-1} :

$$n_{\max} = \frac{\sqrt{\frac{\sigma}{k_3 \sqrt{F} r (R + L_2)}}}{6,28}.$$

где k_2 – коэффициент длины гранул относительно ее поперечного сечения, $1,5...2,0$; σ – напряжения разрыва гранул, $1300...1700 \text{ Па}$.

Потребная частота вращения ротора по заданной производительности, с^{-1} :

$$n_{\Pi 1} = \frac{Q_c}{6,28 \cdot R \sqrt{F} H \rho_0 Z_p z_k},$$

$$n_{\Pi 2} = \frac{L_2 \rho c k_{\Pi}}{t H \rho_0 Z_p},$$

где Z_p – количество роллеров, шт.

Скорость прохождения спрессованного материала через каналы матрицы, м/с:

$$v_{\text{пр}} = \frac{n Z_p H \rho_0}{c \rho}.$$

Фактическое время выдержки порции материала в канале матрицы, с:

$$t = \frac{L_2}{v}.$$

Уточненная производительность прессы, кг/с:

$$Q_0 = FL_2 c \rho_0 \frac{Z}{t}.$$

Разность углов между сжатием и проталкиванием, рад:

$$\beta = \frac{r}{R} a \cos \left[1 - \frac{H(R-H)}{2r(R-r)} \right].$$

Угол проталкивания, рад:

$$\beta_{\text{пр}} = \frac{r}{R} a \cos \left[1 - \frac{\frac{\rho_0}{\rho} H \left(R - \frac{\rho_0}{\rho} H \right)}{2r(R-r)} \right].$$

Угол сжатия, рад:

$$\beta_{\text{сж}} = \beta - \beta_{\text{пр}}.$$

Площадь сжатия материала, м²:

$$F_{\text{сж}} = k \sqrt{F} R \beta_{\text{сж}}.$$

Площадь протаскивания материала, м²:

$$F_{\text{пр}} = k_{\text{п}} \sqrt{F} R \beta_{\text{пр}}.$$

Периметр площади протаскивания материала, м²:

$$l_{\text{пр}} = 2k_{\text{п}} (\sqrt{F} + R \beta_{\text{пр}}).$$

Площадь перемычек, м²:

$$F_{\text{ст}} = (1 - k_{\text{п}}) \sqrt{F} R \beta_{\text{пр}}.$$

Сила трения материала о поверхность перемычек, Н:

$$P_{\text{фтр}} = F_{\text{ст}} f \frac{p \cdot 10^6}{\mu}.$$

Путь сталкивания материала с перемычек, м:

$$l_{\text{ст}} = (1 - k_{\text{п}}) R \beta_{\text{пр}}.$$

Работа на сталкивание материала с перемычек, Дж:

$$A_3 = P_{\text{ст}} l_{\text{ст}}.$$

Работа сжатия одним вальцом, Дж:

$$X_1 = 10^9 \cdot a \rho_0 l e^{-a \rho_0} \left(l e^{\left[a \rho_0 \frac{H}{h} \right]} - l e^{(a \rho_0)} \right) - \frac{h}{H} \left[-l e^{\left(a \rho_0 \frac{H}{h} \right)} - 1 \right];$$

$$A_1 = F_{\text{сж}} C H X_1,$$

где C и a – коэффициенты сопротивления сжатию для злаковой смеси влажностью 16%.

Количество энергии на проталкивание спрессованной порции корма, Дж/кг:

$$A_2 = 10^6 \cdot F \left[\left(\frac{F}{f \mu l} \right) \left(p + \frac{q_0}{\mu} \right) \left[1 - e^{(-f \mu) \left(\frac{l}{F} \right)} \right] + \left(-q_0 \frac{h}{\mu} \right) \right].$$

Работа, необходимая для прессования, Дж/кг:

$$A = A_1 + A_2 - A_3.$$

Мощность привода пресса, кВт:

$$N_n = \frac{1,25 A \cdot 6,28 n}{100 \beta \eta},$$

где η – КПД привода.

Энергоемкость, кВт·ч/т:

$$\Theta = \frac{N_n}{3,6 Q_0}.$$

4.7. РАСЧЕТ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ЗЕРНА

4.7.1. РАСЧЕТ МОЛОТКОВОЙ ДРОБИЛКИ

Молотковые дробилки используются для дробления кускового и зернового материала. Основными рабочими элементами молотковой дробилки являются: корпус с загрузочной горловиной, молотковый барабан (ротор) с подвешенными молотками, решета и деки. Продукт поступает через загрузочную горловину b в дробильную камеру, где по нему ударяют молотки 2. После удара молотком частицы материала отлетают к декам или решетам. На материал, отразившийся от дек и решет (угол охвата последних $120...360^\circ$), повторно воздействуют молотки ротора. Частицы, прошедшие сквозь отверстия решет, воздушным

потоком выносятся через выгрузную горловину. При расчете молотковой дробилки (рис. 4.36) определяются ее технологические, кинематические, конструктивные и мощностные параметры.

Диаметр барабана расчетный (рис. 4.37), м:

$$D = \sqrt{k \frac{Q}{q_1}}.$$

где Q – заданная пропускная способность дробилки, кг/с; q_1 – удельная нагрузка дробилки. Составляет 2...3 кг/(с·м²) при окружных скоростях молотков 45...50 м/с и 3...6 кг/(с·м²) при скоростях 70...80 м/с; k – коэффициент пропорциональности. Для барабанов, у которых до 50% массы сосредоточено в пакетах молотков, – 1...2; в пакетах молотков до 18% массы роторам – 4...7; для измельчителей грубых кормов – 8...13.

Приведенная длина физического маятника (расстояние от оси подвеса до края молотка), м:

$$l = 0,154D.$$

При диаметре дробильной камеры менее 0,4 м значение l принимают больше, например $l = 0,2D$.

Радиус подвеса молотка, м:

$$R_{\text{п}} = 0,346D.$$

Длина a и ширина b (0,4...0,5а) молотка, м:

$$a = 1,5l;$$

$$b = 0,5a.$$

Диаметр отверстия (0,018...0,020 м).

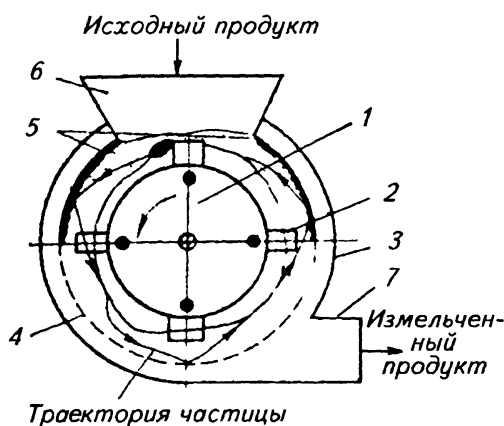


Рис. 4.36. Принципиальная схема молотковой дробилки:

1 – ротор; 2 – молоток; 3 – корпус; 4 – решетка; 5 – дека;
6 – загрузочная горловина; 7 – выгрузная горловина

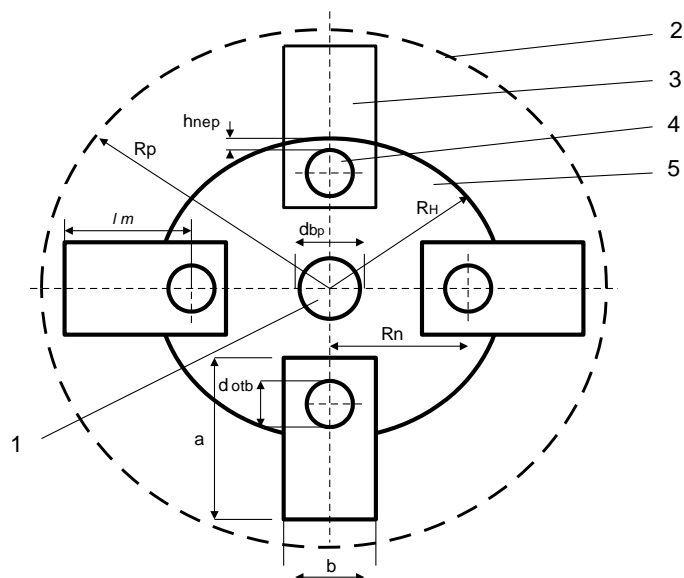


Рис. 4.37. Схема расположения элементов молотковой дробилки:

1 – вал ротора; 2 – решет; 3 – молоток; 4 – ось молотка; 5 – диск

Расстояние C от оси подвеса до центра тяжести молотка с двумя отверстиями, м:

$$C = B \left[ab \frac{(a^2 + b^2)}{6\pi d_{\text{отв}}} \right] - \frac{d_{\text{отв}}^2}{8};$$

$$A = a^2 \frac{b}{\pi d_{\text{отв}}} - \frac{a}{2};$$

$$c_1 = \frac{-A}{2} + \sqrt{\frac{A^2}{4}},$$

для молотка с одним отверстием, м:

$$c_2 = \frac{a^2 + b^2}{6a}.$$

Расстояние от конца молотка до оси его подвеса, м:

$$l_m = c + 0,5a.$$

Масса молотка, кг:

$$m_m = (a + b)\delta\rho,$$

где ρ – плотность материала молотка, кг/м^3 ; δ – толщина молотков, для зерна и мягких продуктов – 2...3 мм, стебельных кормов – 6...8 мм и выше, сечки на витаминную муку – 8...12 мм.

Внутренний радиус размещения решета (деки), м:

$$R_p = R_{\text{II}} + l_m + 0,001.$$

Степень измельчения материала

$$\lambda = \frac{d}{M},$$

где d – эквивалентный диаметр зерна, мм; M – модуль помола материала, мм.

Диаметр отверстий решета $d_{отв}$ выбирается в зависимости от значений λ :

λ	1,5...1,6	2,0...2,4	5...7	8,4...9,7
$d_{отв}$, мм	10	6	3	2

Разрушающая скорость, м/с:

$$v_{разр} = \sqrt{\frac{K_d}{\rho_M}} \cdot 10^6 \cdot \sigma_{Вст} \ln(\lambda),$$

где ρ_M – плотность измельчаемого материала, кг/м³; K_d – коэффициент динамичности, 1,6...2,0; $\sigma_{Вст}$ – статический предел прочности зерна, МПа.

Скорость движения молотков, м/с:

$$v_M = v_{разр} (1 + \beta_{сл}),$$

где $\beta_{сл}$ – коэффициент скорости воздушно-продуктового слоя, 0,4...0,5.

Угловая скорость вращения вала ротора, с⁻¹:

$$\omega = \frac{2v}{D}.$$

Центробежная сила инерции молотка, Н:

$$P_{ц} = m_M \omega^2 (R_{ц} + c).$$

Минимальный диаметр оси подвеса молотка, м:

$$d_o = 1,36 \cdot 3 \sqrt{\frac{P_{ц} \delta}{\sigma_{изг}}},$$

где $\sigma_{изг}$ – допускаемое напряжение при изгибе, Па.

Толщина диска, м:

$$\Delta d = \frac{P_{ц} \delta}{200 \sigma_{см}},$$

где $\sigma_{см}$ – допускаемое напряжение при смятии, $\sigma_{см} = 59...88$ МПа.

Допускаемое напряжение при срезе, Па:

$$\sigma_{\text{ср}} = K_1 \sigma_T,$$

где σ_T – предел текучести материала диска, МПа; K_1 – коэффициент пропорциональности, 0,2...0,3.

Минимальный размер перемычки, мм:

$$h = \frac{P_{\text{ц}} \delta}{\sigma_{\text{ср}}}.$$

Наружный диаметр диска, м:

$$R_{\text{н}} = R_{\text{ц}} + 0,5d_{\text{отв}} + h_{\text{ц}}.$$

Размер перемычки, м [45]:

$$h_{\text{пер}} = R_{\text{н}} - 0,5d_{\text{отв}} - R_{\text{ц}}.$$

Окончательно размеры молотков принимаются с учетом расчетов на прочность и требованием ГОСТ 8772–58, ГОСТ 6636–69 (ЧТ СЭВ Б14-77).

Суммарная толщина дисков, не перекрываемая молотками, м:

$$\Delta L = \Delta d Z,$$

где Z – количество дисков, $Z = 4 - 10$.

Длина барабана, м:

$$L = \frac{D}{k}.$$

Количество молотков барабана, шт.:

$$z = (L - \Delta L) \frac{k_z}{\delta},$$

где k_z – количество молотков, идущих по одному следу, $k_z = 1 - 6$.

Длительность измельчения частицы, с:

$$t = -7,524 + \frac{674,8}{v_{\text{разр}}}.$$

Кратность циркуляции материала

$$K_{\text{ц}} = \frac{t v_{\text{разр}} \beta_{\text{сл}}}{\pi D}.$$

Толщина слоя материала, м:

$$h = \frac{Q}{\pi D L \rho \mu_{\text{м}}},$$

где $\mu_{\text{м}}$ – степень заполнения объема материалом, 0,028...0,030.

Кратность ударов

$$z_{\text{уд}} = \frac{\lambda}{\lambda - 0,445}.$$

Частота вращения ротора, с⁻¹:

$$n = \frac{v_M}{\pi D}.$$

Коэффициент влажности материала

$$C_w = 1 + k_1(W - 14),$$

где W – влажность материала, $W = 15\%$; k_1 – коэффициент пропорциональности, зерно – 0,07; сечка – 0,17.

Работа на измельчение единицы материала, кДж/кг:

$$A_{\text{изм}} = C_{\text{н.ф}} \left[C_v \log(\lambda^3) + C_s(\lambda - 1) \right] C_w,$$

где $C_{\text{н.ф}}$ – коэффициент неучтенных факторов; C_v – коэффициент деформации объема материала; C_s – коэффициент приращения площади поверхности.

Мощность, затрачиваемая на измельчение материала, кВт:

$$N_{\text{изм}} = A_{\text{изм}} Q.$$

Мощность, затрачиваемая на работу измельчающего аппарата, кВт:

$$N_{\text{др}} = (1 + k) \frac{N_{\text{изм}}}{\eta},$$

где k – доля мощности на циркуляцию воздушно-продуктового слоя и трение элементов измельчающего аппарата в дробильной камере, 0,15...0,20; η – коэффициент полезного действия привода измельчающего аппарата.

Производительность дробилки, кг/с:

$$Q_1 = k_1 D^2 L \rho_M \frac{2v_M}{D},$$

где k_1 – эмпирический коэффициент, зависящий от типа решет. Для гладких решет с диаметром отверстий 3 мм – $(1,3...1,7) \cdot 10^{-4}$; для чешуйчатых решет с диаметром 5...10 мм – $(2,20...5,25) \cdot 10^{-4}$.

Минимальный диаметр вала в опасном сечении у шкива, м:

$$d_B = 0,052 \sqrt{\frac{N_{\text{др}}}{\omega}}.$$

Диаметр вала ротора, м:

$$d_{\text{в.р}} = d_{\text{в}} 1,2N,$$

где N – число ступеней вала.

Максимальное окружное напряжение в диске на образующей центрального отверстия, Па:

$$\sigma_{T_{\text{max}}} = \rho\omega^2 \left(0,0825R_{\text{н}}^2 + 0,175 \right) \frac{d_{\text{в.р}}^2}{4}.$$

Окружное напряжение от сил инерции молотков на образующей центрального отверстия, Па:

$$\sigma_{T_{\text{окр}}} = \frac{P_{\text{ц}} R_{\text{п}} z}{Z \Delta d \left(R_{\text{п}}^2 - \frac{d_{\text{в.р}}^2}{4} \right)}.$$

Суммарное напряжение на образующей центрального отверстия, МПа:

$$\sigma_s = \left(\sigma_{T_{\text{max}}} + \sigma_{T_{\text{окр}}} \right) \cdot 10^{-6}.$$

4.7.2. РАСЧЕТ ВАЛЬЦОВОЙ ПЛЮЩИЛКИ ЗЕРНА

Вальцовые мельницы (плющилки) предназначены для плющения либо размола зерна в муку (рис. 4.38, 4.39). Измельчаемый материал подается из бункера 1 к вальцам 2, ими затягивается и одновременно измельчается. Готовый продукт выбрасывается вниз. В ряде случаев с нижней части вальцов устанавливаются чистики для очистки вальцов и лучшего сбора готовой продукции. При расчете вальцовой плющилки определяются технологические, кинематические и мощностные параметры.

Минимальный диаметр вальца, м:

$$D_{\text{min}} = (d_0 - \delta) \left(\frac{2}{f} - 1 \right),$$

где d_0 – толщина частиц материала до плющения, м; δ – толщина частиц материала после плющения, м; f – коэффициент трения материала о валец.

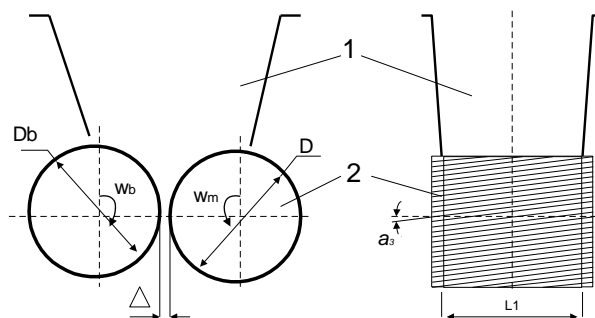


Рис. 4.38. Схема вальцового пресса:

1 – бункер; 2 – вальцы

Принимаем диаметр медленного вальца, м:

$$D = 30 D_{\min} .$$

Длина пути обработки (0,003...0,020), м:

$$l = \sqrt{D \frac{(d_0 - \Delta)}{2}} ,$$

где Δ – зазор, при обойном размоле зерна $\Delta = 0,0005...0,0015$ м.

Окружная скорость быстрого вальца, м/с:

$$v_b = v_m K ,$$

где v_m – окружная скорость медленного вальца, м/с; K – дифференциал скорости, $K = 1, 2$.

Относительная скорость, м/с:

$$v_o = v_b - v_m .$$

Средняя скорость движения зерна, м/с:

$$v_3 = v_o \frac{(K + 1)}{2(K - 1)} .$$

Угол захвата, рад:

$$\alpha_3 = a \cos \left[\frac{0,5D + 0,5D_b + \Delta}{D_b + d_0 + \Delta} \right] ,$$

где D_b – диаметр быстрого вальца, м.

Средняя скорость размола зерна, м/с:

$$v_p = v_3 \cos \alpha_3 .$$

Время пребывания зерна в зоне измельчения (0,0037...0,0042), с:

$$t = \frac{2l}{v_p} .$$

Число рифлей на 1 см длины окружности

$$n_p = \frac{0,01}{t} .$$

Высота рифлей, м:

$$h = t \sin \left(2\alpha \frac{\pi}{180} \right) ,$$

где α – угол острия рифли, $\alpha = 20^\circ$.

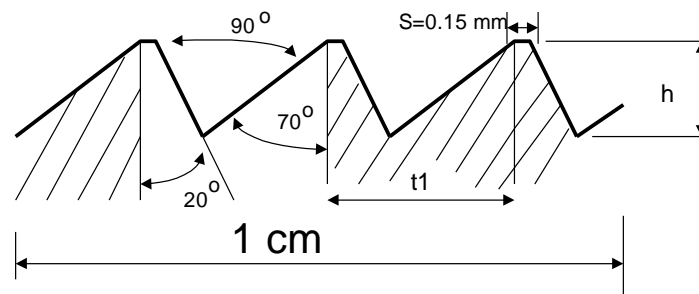


Рис. 4.39. Схема поверхности вальца

Число воздействий на зерно (при грубом помоле – 4...10, на вымольных вальцах – 12...15)

$$z_B = 100n_p v_o .$$

Максимальное число воздействий:

$$Z_B = 1000l n_p (K - 1) .$$

Предельная частота вращения вальцов, c^{-1} :

$$n_{\max} = 308 \sqrt{\frac{f}{\rho D D_b}} ,$$

где ρ – объемная плотность материала, $кг/м^3$.

Частота вращения вальцов, c^{-1} :

$$n_b = \frac{v_6}{\pi D_b} ;$$

$$n_M = \frac{v_M}{\pi D} .$$

Длина вальцов, м:

$$L_1 = \frac{100Q_{\Pi}}{q_{т.н}} ,$$

где Q_{Π} – потребная производительность измельчителя, т/ч; $q_{т.н}$ – техническая норма нагрузки на 1 см длины вальцовой линии, $Q_{\Pi} = 750...850$ кг/(см·сут).

Производительность вальцовой мельницы, кг/с (при $h = 0$):

$$Q = L_1 v_3 \rho \psi (\Delta + h) ,$$

где ψ – коэффициент, учитывающий степень заполнения зоны измельчения, 0,1...0,2.

Коэффициенты влажности продукта:

подачи:

$$q_w = 0,6 + 0,4 \left[\exp \left[\frac{26,28422 - 0,7975263W}{1 + \exp(26,28422 - 0,7975263W)} \right] \right] ,$$

энергоемкости:

$$y = 8,305367 + 0,3380736W - 0,0099183W^2,$$

где W – влажность продукта, %.

Производительность вальцовой мельницы с учетом влажности продукта, кг/с [45]:

$$Q_w = Qq_w.$$

Мощность на работу вальцов, кВт:

$$N_{\text{шл}} = Q_w \frac{y}{\eta},$$

где η – коэффициент полезного действия привода аппарата.

Удельная потребляемая мощность при системах измельчения: драная – 0,185...0,200 (0,135...0,155), шлифовочная – 0,070...0,080, вымольная – 0,080...0,090, размольная – 0,105...0,115, сходовая – 0,100...0,110 кВт/см длины вальцов.

Распорное усилие, кН:

$$P_p = \frac{2N_{\text{шл}}}{3v_3 \left(f + \frac{3\pi\alpha_3}{8 \cdot 180} \right)}.$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Оснащение сельскохозяйственных предприятий современной высокопроизводительной и надежной техникой – одно из основных условий дальнейшего инновационного развития сельского хозяйства нашей страны, роста производительности труда, сокращения трудовых, материальных и денежных затрат.

Современная техника позволяет выполнять работы в агропромышленном комплексе быстро и с высоким качеством, при минимальных затратах рабочего времени и денежных средств на производство единицы продукции

Данное учебное пособие знакомит будущих специалистов – инженеров с основами проектирования технологического оборудования и организационной оснастки для нужд агропромышленного комплекса. Выполняя выпускную квалификационную работу, студенты учатся разрабатывать перспективные модели технологического оборудования к определенному процессу.

Знания, полученные при выполнении выпускной квалификационной работы будущего молодого специалиста, помогут ему решать различные производственные задачи, с учетом современных инновационных достижений науки и передового опыта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Попцов, В. В. Типаж и эксплуатация технологического оборудования : методические указания для выполнения лабораторных работ / В. В. Попцов ; Тюменский государственный нефтегазовый университет. – Тюмень : Издательский центр БИК, ТюмГНГУ, 2013. – 32 с.
2. Сарач, Е. Основы расчетов пневмогидравлических систем подрессоривания / Е. Сарач, А. Ципилев. – М. : Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, 2017. – 114 с.
3. Галдин, Н. С. Гидравлические машины, объемный гидропривод : учебное пособие / Н. С. Галдин. – 2-е изд., стер. – Омск : Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)», 2014. – 272 с.
4. Галдин, Н. С. Теория и проектирование гидропривода [Электронный ресурс] : учебное пособие / Н. С. Галдин, И. А. Семенова ; Министерство образования и науки РФ ; Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)». – Омск : Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)», 2016. – 149 с.
5. Озерский, А. И. Расчет объемного гидропривода : учебное пособие / А. И. Озерский, Ю. И. Бабенков, Г. А. Галка ; Печатается по решению редакционно-издательского совета Донского государственного технического университета. – Ростов н/Д : Донской государственный технический университет, 2014. – 73 с.
6. Лебский, С. Л. Детали машин. Спецвопросы : учебное пособие / С. Л. Лебский. – Волгоград : Волгоградский государственный технический университет, 2015. – 107 с.
7. Никитин, Д. В. Детали машин и основы конструирования. Ч. 1. Механические передачи [Электронный ресурс] : учебное пособие / Д. В. Никитин, Ю. В. Родионов, И. В. Иванова. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2015.
8. Родионов, Ю. В. Детали машин. Курсовое проектирование [Электронный ресурс] : учебное пособие / Ю. В. Родионов, Д. В. Никитин, А. А. Букин. – Тамбов : Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ», 2020.
9. Цепные и ременные передачи с задачами и примерами расчетов : учебное пособие / П. Н. Учаев, С. Г. Емельянов, Е. В. Павлов, С. А. Сергеев ; под общ. ред. П. Н. Учаева. – Старый Оскол : ООО «Тонкие наукоемкие технологии», 2007. – 116 с.
10. Проектирование механических передач : учебное пособие / С. А. Чернавский и др. ; под общ. ред. Б. С. Козинцова, М. Б. Козинцовой. – 7-е изд., перераб. и доп. – М. : ИНФРА-М, 2013. – 535 с.
11. Глазков, Ю. Е. Типаж и эксплуатация технологического оборудования : учебное пособие / Ю. Е. Глазков, А. В. Прохоров, Н. В. Хольшев. – Тамбов : Тамбовский государственный технический университет, ЭБС АСВ, 2015. – 81 с.
12. Технологическое оборудование для технического обслуживания и ремонта машин (web-формат) [Электронный ресурс. Мультимедиа] : учебное пособие / Ю. Е. Глазков, А. В. Прохоров, Н. В. Хольшев, Д. Е. Кобзев. – Тамбов : Издательство ФГБОУ ВО «ТГТУ», 2018.

13. Власов, Ю. А. Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования : учебное пособие / Ю. А. Власов, Н. Т. Тищенко. – Томск : Изд-во Томского ГАСУ, 2004. – 277 с.
14. Власов, Ю. А. Проектирование технологического оборудования автотранспортных предприятий : учебное пособие. – Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2007. – 229 с.
15. Типаж и техническая эксплуатация технологического оборудования предприятий автосервиса : учебное пособие / В. А. Першин и др. – Ростов н/Д : Феникс, 2008. – 413 с.
16. Новиков, М. П. Основы технологии сборки машин и механизмов / М. П. Новиков. – М.: Машиностроение, 1980. – 592 с.
17. Сборка и монтаж изделий машиностроения : справочник / под ред. В. С. Корсакова и В. К. Замятина. – М. : Машиностроение, 1983. – 480 с.
18. Глазков, Ю. Е. Проектирование технологического оборудования для ремонта МТП : учебно-методическое пособие / Ю. Е. Глазков, А. В. Прохоров, Н. В. Хольшев. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2014. – 36 с.
19. Кудрин, А. И. Основы расчета нестандартизованного оборудования для технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей : учебное пособие / А. И. Курин. – Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 2003. – 168 с.
20. Козлов, Ю. С. Очистка автомобилей при ремонте / Ю. С. Козлов. – М. : Транспорт, 1975.
21. Ведищев, С. М. Механизация доения коров : учебное пособие / С. М. Ведищев. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2006. – 160 с.
22. Ведищев, С. М. Технологии и механизация первичной обработки и переработки молока / С. М. Ведищев, А. В. Милованов. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2006. – 135 с.
23. Федоренко, И. Я. Техника и технологии в животноводстве. Ч. 2 / И. Я. Федоренко, В. В. Садов. – Барнаул : РИО АГАУ, 2015. – 218 с.
24. Брусенков, А. В. Измельчитель кормов / С. М. Ведищев, А. В. Брусенков, А. В. Прохоров // Качество науки – качество жизни : сб. науч. ст. Междунар. науч.-практ. конф. 25–26 февраля 2005 года. – Тамбов : ПБОЮЛ Бирюкова М. А., 2005. – С. 202–203.
25. Измельчитель сочных кормов / А. В. Брусенков, С. М. Ведищев, Г. О. Котов, М. Ю. Бурдилов // Фундаментальные и прикладные исследования, инновационные технологии, профессиональное образование : сб. тр. XI науч. конф. ТГТУ. В 2 ч. Ч 2. – Тамбов : Тамб. гос. техн. ун-т, 2006. – С. 29 – 31.
26. Брусенков, А. В. Измельчитель сочных кормов / С. М. Ведищев, А. В. Брусенков // Современные проблемы технологии производства, хранения, переработки и экспертизы качества сельскохозяйственной продукции : материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Мичуринск : Изд-во ФГОУ ВПО «Мичуринский государственный аграрный университет», 2007. – С. 225 – 228.
27. Изучение измельчителей корнеклубнеплодов: лабораторные работы / сост. : С. М. Ведищев, А. В. Прохоров, А. В. Брусенков. – Тамбов : Издательство Тамб. гос. техн. ун-та, 2008. – 31 с.
28. Брусенков, А. В. Кормоприготовительный агрегат / А. В. Брусенков, С. М. Ведищев, А. В. Прохоров // X науч. конф. ТГТУ : пленарные доклады и краткие тезисы. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2005. – С. 168 – 171.
29. Патю 2288571 Российская Федерация МПК7 А01А 29/00 (2006/1). Измельчитель сочных кормов / Ведищев С. М., Брусенков А. В., Прохоров А. В. ; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Тамбовский государственный технический университет». – № 2005116425/12 ; заявл. 30.05.2005 ; опубл. 10.12.2006 ; Бюл. 03.2009. – 5 с.

30. Алешкин, В. Р. Механизация животноводства: учебное пособие для сельскохозяйственных вузов / В. Р. Алешкин, П. М. Роцин. – М. : Агро-промиздат, 1985. – 336 с.
31. Механизация и технология производства продукции животноводства / В. Г. Коба, Н. В. Брагинец, Д. Н. Мурусидзе, В. Ф. Некрашевич. – М. : Колосс, 1999. – 528 с.
32. Щедрин, В. Т. Механизация приготовления кормов : учебное пособие / В. Т. Щедрин, С. М. Ведищев. – Тамбов : Тамб. гос. техн. ун-т, 1998. – 140 с.
33. Ведищев, С. М. Изучение измельчителей корнеклубнеплодов : лабораторные работы / С. М. Ведищев, А. В. Прохоров, А. В. Брусенков. – Тамбов : Издательство Тамб. гос. техн. ун-та, 2008. – 31 с.
34. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х т. Т. 2. – 8-е изд., перераб. и доп. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – М. : Машиностроение, 2001. – 912 с.
35. Брусенков, А. В. Исследование конструктивных параметров второй ступени измельчителя корнеклубнеплодов / А. В. Брусенков // Образование наука: инновационный аспект : сб. материалов Междунар. научно-практ. конф. ; Пензенская ГСХА. – Пенза : РИО ПГСХА, 2011. – Т. 2. – С. 177 – 179.
36. Брусенков, А. В. Обоснование конструктивных параметров измельчающего аппарата / А. В. Брусенков, С. М. Ведищев // Перспективные технологии и технические средства в АПК : материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Мичуринск : Изд-во ФГОУ ВПО МичГАУ, 2008. – С.79 – 82.
37. Брусенков, А. В. Обоснование параметров измельчителя сочных кормов / А. В. Брусенков, С. М. Ведищев // Составляющие научно-технического прогресса : сб. материалов науч.-практ. конф. – Тамбов : Изд-во Першина Р. В., 2005. – С. 168 – 171.
38. Мельников, С. В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм / С. В. Мельников. – Л. : Колос, Ленинград. Отделение, 1978. – 560 с.
39. Практикум по механизации животноводства : учебное пособие / Ю. Т. Вагин, А. В. Крупенин, Г. П. Цыганок, В. А. Шаршунов. – М. : Ураджай, 2000. – 477 с.
40. Кулаковский, И. В. Машины и оборудование для приготовления кормов : справочник / И. В. Кулаковский, Ч. С. Кирпичников, Е. И. Резник. – М. : Россельхозиздат, 1987. – Ч. 1. – 285 с.
41. Выгодский, М. Я. Справочник по элементарной математике / М. Я. Выгодский. – Изд. 27-е, испр. – М. : Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1986. – 320 с.
42. Новиков, Г. И. Исследование процесса резания корнеплодов / Г. И. Новиков // Труды ВИМ. – М., 1952. – Т. 16. – С. 3 – 26.
43. Общетехнический справочник / под ред. Е. А. Скороходова. – 2-е изд., доп. и перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 415 с.
44. Завражнов, А. И. Механизация приготовления и хранения кормов / А. И. Завражнов, Д. И. Николаев. – М. : Агропромиздат, 1990. – 336 с.
45. Коновалов, В. В. Расчет оборудования и технологических линий приготовления кормов (примеры расчетов на ЭВМ) : учебное пособие / В. В. Коновалов. – Пенза : РИО ПГСХА, 2002. – 206 с.
46. Брагинец, Н. В. Курсовое и дипломное проектирование по механизации животноводства / Н. В. Брагинец, А. А. Палишкин. – М., 1994. – 191 с.
47. Зарайская, С. С. Методические указания по расчету основных параметров двухвального лопастного смесителя периодического действия на ПК «Роботрон 17-15» / С. С. Зарайская, М. Т. Шишова. – Киев : УСХА, 1990. – 8 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОБЩИЕ РАСЧЕТЫ КОНСТРУКЦИЙ	4
1.1. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРО- И ПНЕВМОЦИЛИНДРОВ.....	4
1.2. ПОДБОР ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ПРИВОДА.....	6
1.3. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	8
2. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА МАШИН	11
2.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЛАВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РАЗБОРКИ И СБОРКИ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ.....	11
2.2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВИНТОВОГО СЪЕМНИКА	16
2.2.1. Выбор материала винта и гайки	17
2.2.2. Расчет и выбор резьбы винтовой пары	17
2.2.3. Проверочный расчет винта на продольную устойчивость изгибу	18
2.2.4. Определение минимально допустимого числа витков гайки	19
2.2.5. Проверка условия самоторможения в резьбе винтовой пары.....	21
2.2.6. Расчет момента завинчивания винта (гайки).....	21
2.2.7. Расчет КПД приспособления	23
2.2.8. Расчет воротка для привода винта.....	23
2.2.9. Расчет цапфы с гайкой, траверсы и вставной гайки	24
2.3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВИНТОВОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПОДЪЕМНИКА.....	28
2.3.1. Расчет винта.....	28
2.3.2. Расчет гайки.....	29
2.3.3. Проверочные расчеты резьбового соединения.....	30
2.3.4. Расчет крутящего момента и выбор подшипника	33
2.3.5. Подбор привода	34
2.3.6. Проверочный расчет подъемного рычага подъемника на изгиб	35
2.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЛАВНОГО ПАРАМЕТРА РЕЗЬБОСВИНЧИВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	36
2.5. МОЙКА И ОЧИСТКА МАШИН И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ	59
2.5.1. Расчет мойки транспортного средства.....	59
2.5.2. Расчет очистных сооружений	73
2.6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНТРОЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ОСНАСТКИ.....	76
2.6.1. Проектирование стендов для проверки мощности.....	77
2.6.2. Расчет основных параметров стендов для проверки тормозов	87
3. РАСЧЕТ МОЛОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ	93
3.1. РАСЧЕТ ФИЛЬТРОВ И ФИЛЬТР-ПРЕССОВ.....	93
3.2. РАСЧЕТ ОРОСИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ.....	94
3.3. РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ МОЛОКА.....	99
3.4. РАСЧЕТ СЕПАРАТОРОВ-СЛИВКООТДЕЛИТЕЛЕЙ	103
3.5. РАСЧЕТ ДОИЛЬНЫХ АППАРАТОВ.....	107
3.6. СХЕМА ДОИЛЬНОЙ МАШИНЫ И РАСЧЕТ РАСХОДА ВОЗДУХА.....	114
3.7. РАСЧЕТ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ.....	117
3.8. РАСЧЕТ ДОИЛЬНЫХ УСТАНОВОК.....	119

4. РАСЧЕТ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ И РАЗДАЧИ КОРМОВ	122
4.1. РАСЧЕТ ИЗМЕЛЬЧАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ СОЧНЫХ И ГРУБЫХ КОРМОВ	122
4.1.1. Классификация моек-измельчителей корнеклубнеплодов	123
4.1.2. Расчет двухступенчатого измельчения корнеклубнеплодов	125
4.1.3. Расчет барабанного ножевого измельчителя	134
4.1.4. Расчет дискового измельчителя стебельных кормов	137
4.1.5. Расчет дисковой корнерезки	142
4.2. РАСЧЕТ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ МОЙКИ КОРНЕПЛОДОВ	146
4.2.1. Расчет центробежной мойки корнеплодов	146
4.2.2. Расчет шнековой мойки корнеплодов	149
4.3. РАСЧЕТ ДОЗАТОРОВ КОРМОВ	156
4.3.1. Расчет барабанного дозатора	156
4.3.2. Расчет тарельчатого дозатора	158
4.3.3. Расчет ленточного дозатора	160
4.3.4. Расчет жидкостного дозатора	164
4.3.5. Расчет параметров бункера-питателя сухих кормов	165
4.4. РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЕЙ КОРМОВ	169
4.4.1. Расчет двухвального лопастного смесителя	169
4.4.2. Расчет одновального лопастного смесителя	173
4.4.3. Расчет одновального ленточного смесителя	175
4.4.4. Расчет смесителя с вертикальным шнеком	178
4.4.5. Расчет смесителя с пропеллерной мешалкой	182
4.4.6. Расчет смесителя с лопастной мешалкой	185
4.5. РАСЧЕТ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКИ КОРМОВ	189
4.5.1. Расчет трубчатого теплообменника	189
4.5.2. Расчет емкости для получения жидких кормовых добавок	196
4.5.3. Расчет запарника непрерывного принципа действия	202
4.5.4. Расчет пневмобарабанной сушилки зеленой массы	207
4.6. РАСЧЕТ ПРЕССОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ ПРИГОТОВЛЕНИИ КОРМОВ	218
4.6.1. Расчет штемпельного пресса	218
4.6.2. Расчет кольцевого пресса	221
4.7. РАСЧЕТ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ЗЕРНА	225
4.7.1. Расчет молотковой дробилки	225
4.7.2. Расчет вальцовой плющилки зерна	231
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	235
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	236

Учебное электронное издание

ЗАВРАЖНОВ Анатолий Иванович
ПРОХОРОВ Алексей Владимирович
ВЕДИЩЕВ Сергей Михайлович
КОНОВАЛОВ Владимир Викторович
БРАЛИЕВ Майдан Кабатаевич
КИТУН Антон Владимирович
РОМАНЮК Николай Николаевич
ГЛАЗКОВ Юрий Евгеньевич
ПАВЛОВ Анатолий Григорьевич
ХОЛЬШЕВ Николай Васильевич
БРУСЕНКОВ Алексей Владимирович
АНАШКИН Александр Витальевич

АГРОИНЖЕНЕРИЯ

В 2 частях

Часть 1

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКТОРСКОЙ ЧАСТИ

Учебное пособие

Редактор Л. В. Комбарова
Графический и мультимедийный дизайнер Т. Ю. Зотова
Обложка, упаковка, тиражирование Л. В. Комбарово́й

ISBN 978-5-8265-2797-9



Подписано к использованию 29.08.2024.
Тираж 50 шт. Заказ № 88

Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ»
392000, г. Тамбов, ул. Советская, д. 106, к. 14
Тел./факс (4752) 63-81-08.
E-mail: izdatelstvo@tstu.ru