



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Технологии и оборудование переработки
продукции АПК»

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАШИН ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ПРОДУКЦИИ АПК

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Автор
Московский М.Н.

Ростов-на-Дону, 2013



Аннотация

Рассмотрены вопросы, связанные с определением технологических, конструктивных, кинематических параметров оборудования. Приведены расчеты основных показателей рабочих органов и типовых машин для животноводства. Разработаны индивидуальные задания студентам для расчетов задач. Представлены тестовые вопросы по заданным тематикам решаемых задач.

Для магистров высших учебных заведений по инженерным специальностям 190100 «Наземные транспортно – технологические комплексы» для студентов дневной и заочной форм обучения специальностей 190206 «Сельскохозяйственные машины и оборудование».

Автор

Московский М.Н., к.т.н. доцент





Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	5
1. Расчет и определение основных параметров молотковых дробилок.	6
2. Расчет измельчающих устройств.	18
2.1 Определение основных параметров барабанного аппарата ножевого типа.	20
2.2. Определение основных параметров дискового измельчающего аппарата.....	22
2.3. Определение основных параметров измельчающего аппарата с подвижными и не подвижными ножами.....	25
3. Определение основных параметров мойки-корнерезки МРК-5,0.	29
4. Расчет вальцевого пресса с кольцевой подвижной матрицей.	36
5. Расчет основных параметров для удаления навоза из животноводческих помещений	39
5.1. Расчет основных параметров скребкового транспортера для удаления навоза из животноводческих помещений.....	39
5.2. Расчет основных параметров пневмотранспортной установки для удаления навоза.....	42
5.3. Расчет штангового транспортера.....	44
5.4. Расчет скреперной установки.	48
5.5. Расчет шнекового транспортера для уборки навоза.	50
6. Расчет смесителей.	55
6.1. Расчет и обоснование основных размеров смесителей для двухкомпонентных кормов.....	55
6.2. Расчет смесителей полнорационных кормов (для трех и более смешиваемых компонентов).....	58
7. Расчет кормораздающих устройств.	61
7.1. Расчет производительности кормораздатчиков.	61
7.2. Определение основных параметров мобильных кормораздатчиков.	62
7.3. Расчет ленточного транспортера стационарного кормораздатчика.	66
7.4. Расчет скребкового транспортера.	68
8. Расчет основных параметров дозаторов.	71



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

8.1 Расчет основных параметров барабанного дозатора	72
8.2. Расчет шнекового дозатора.....	73
8.3. Тарельчатые дозаторы (микродозаторы).....	76
9. Расчет погрузчика кормов.....	78
9.1. Расчет фрезерного барабана.....	78
9.2. Расчет параметров эксгаустера (пневмотранспортера).....	81
10. Описание и расчет устройства для стерилизации (пастеризации) молока.....	84
11. Расчет устройств для гомогенизации молока.....	87
12. Расчет фронтального погрузчика с фрезерным приспособлением для отрезания и доизмельчения силосной массы.....	94
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	96
Приложение 1	96
Приложение 2А	102
Приложение 2Б	105
Приложение 2В	108
Приложение 3	111
Приложение 4	113
Приложение 5А	114
Приложение 5Б	116
Приложение 5В	118
Приложение 5Г	120
Приложение 5Д.....	122
Приложение 6А	125
Приложение 6Б	126
Приложение 7А	129
Приложение 7Б	132
Приложение 7В	133
Приложение 7Г	134
Приложение 8А	135
Приложение 8Б	137
Приложение 8В	140
Приложение 9	141
Приложение 10	142
Приложение 11	144
Приложение 12	146
ЛИТЕРАТУРА.....	147



ВВЕДЕНИЕ

Для поддержания продовольственной безопасности на достаточном уровне правительством утвержден национальный проект «Развития АПК» Одно из направлений национального проекта, помимо обеспечением страны зерновыми - ускоренное развитие животноводства, птицеводства.

Решение данной проблемы заключается в замещении значительной части импорта отечественной продукцией на основе увеличения в течении ближайших нескольких лет объемов производства зерна, мяса и птицы.

Развитие животноводства и птицеводства будет способствовать увеличению объемов качественных отечественных продуктов питания на внутреннем рынке, расширению производства зерновых и кормовых культур и тем самым стимулировать развитие растениеводства.

Несмотря на некоторые позитивные изменения в функционировании агропромышленного комплекса страны в последние годы, общая ситуация в отрасли продолжает оставаться сложной.

Развитие животноводства напрямую зависит от механизации данной отрасли. Средства механизации должны обеспечивать заданные показатели качества при максимальной производительности, надежности оборудования и других основных параметров.

В данной работе предлагаются обоснование и расчет основных рабочих органов машин и оборудования по переработки продукции АПК в секторе животноводства.



1. РАСЧЕТ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МОЛОТКОВЫХ ДРОБИЛОК.

Наиболее питательные корма, какими являются зерно, жмыхи, зерно кукурузы, кукуруза в початках и другие, нельзя скармливать крупному рогатому скоту, молодняку и свиньям в необработанном виде. Для обработки этих кормов применяют тот или иной способ их дробления. Степень дробления зависит от свойств самого корма, от способа дробления и от вида животных, для которых предназначается раздробленный корм.

Дробление кормов может быть произведено следующими способами:

- 1) ломанием или крошением;
- 2) растиранием или размолом;
- 3) расплющиванием или раздавливанием
- 4) разбиванием при свободном ударе.

К машинам, работающим по принципу ломания или крошения, относится жмыходробилка. Сущность процесса в этом случае сводится к тому, что продукт τ (Рис.1.1, а), закладываемый между двумя зубчатыми поверхностями π_1 и π_2 , разрушается под действием сил P_1 и P_2 , т. е. разламывается на части. Тот же результат может быть получен, если продукт расположить на краю гладкой поверхности и сверху с силой P давить зубом зубчатой поверхности (Рис. 1.1, б), в результате чего будет происходить скалывание частиц продукта.

К машинам, работающим по принципу растирания или размола, относятся вальцовые зернодробилки, мельничные зерновые поставы и кукурузные дробилки. В этих машинах зерно τ (Рис.1.1, в) попадает между двумя рифлеными поверхностями π_1 и π_2 , подвергается сдавливанию силами P_1 и P_2 и одновременно подвергается перетиранию в результате движения одной поверхности относительно другой. Для увеличения действия растирания зерна величины сил P_1 и P_2 регулируют специальным приспособлением. Необходимая величина коэффициента трения достигается при помощи специальных рифов на вальцах дробилок, а также подбором более острозернистого камня для жерновов мельниц. Машины, работающие по этому принципу, применяют главным образом для размола зерновых кормов. Однако сырое или маслянистое зерно они обрабатывают плохо, так как происходит быстрое залипание рифлей.

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

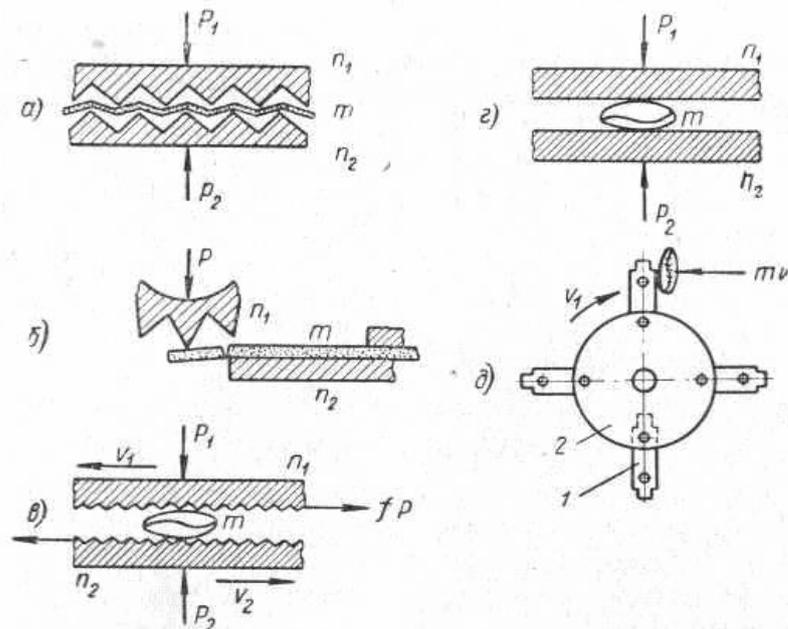


Рис.1.1. Способы дробления кормов.

К машинам, работающим по принципу расплющивания или раздавливания, относятся вальцовые зерноплющилки. Сущность процесса при этом принципе заключается в том, что зерно, попадая между двумя гладкими поверхностями n_1 и n_2 , расплющивается под действием сил P_1 и P_2 (Рис1.1, г). Процесс плющения одинаково обеспечивается как при сыром, так и при маслянистом зерне, так как гладкие поверхности валцов в процессе работы легко очищаются скребками от прилипших частиц.

К машинам, работающим по принципу разбивания свободным ударом, относятся молотковые дробилки. Сущность процесса заключается в том, что молоточки 1 (Рис.1.1, д), шарнирно закрепленные на диске 2, вращаясь с большой скоростью $t > i$, ударяют по зерну, встречающемуся на пути, и разбивают его налету на части. Основные конструктивно-технологические схемы представлены на рисунке 1.2.

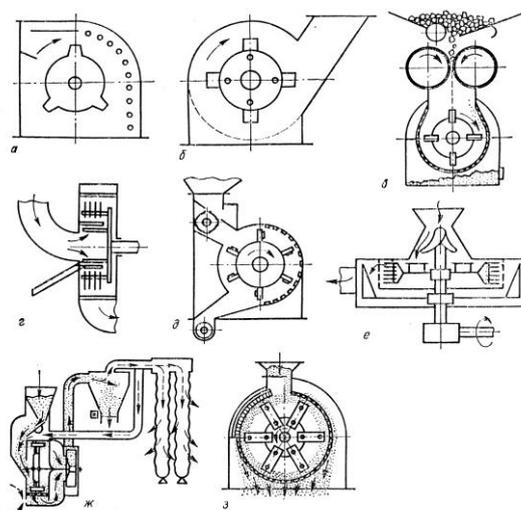


Рис. 1.2. Конструктивно-технологические схемы молотковых дробилок сельскохозяйственного назначения: а – открытого типа, б – закрытого



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

типа, в, г – двухстадийные, д – с жестким креплением рабочих органов, е – горизонтальная, ж – с замкнутым воздушным потоком, з – с шарнирным креплением рабочих органов.

Определение основных параметров молотковой дробилки.

Исходные данные: производительность при измельчении зерна Q т/час; коэффициент, который показывает отношение диаметра ротора к ширине дробильной камеры k ; удельная нагрузка на единицу площади проекции дробильной камеры q' кг/сек м². Усилие, необходимое для разбивания одного зерна P кг; время удара молотка по зерну $\Delta t_2 = 12 \cdot 10^{-6}$ сек; масса одного зерна (принимается $m = 24 \cdot 10^{-6}$ кг·сек²/м); толщина молотка δ мм; полезная работа на измельчение 1 кг зерна $A = 2200-2600$ Дж; коэффициент сопротивления воздуха $\varepsilon = 1,5$; ускорение силы тяжести $g = 9,81$ м/сек²; коэффициент, учитывающий непредвиденные потери напора воздуха, φ ; коэффициент весовой концентрации смеси μ_1 ; коэффициент, зависящий от рабочей скорости воздуха, k_1 ; объемный вес воздуха $\gamma_{\text{в}} = 1,29$ кг/м³; коэффициент, характеризующий форму частицы, k_2 ; полезный вес материала, который измельчается, $\gamma_m = 1000-1300$ кг/м³; путь транспортирования материала S м; время движения частицы по молотку $t = 0,009$ сек; коэффициент трения молотка по пальцу подвески f_1 ; время пребывания зерна в дробилке τ сек; толщина решета $s = 2$ мм; объемный вес стали $\gamma_{\text{ст}} = 7800$ кг/м³; коэффициент неравномерности распределения зерна в дробильной камере $k_n = 1,2-1,5$. Индивидуальные данные вышеуказанных параметров представлены в **Приложении 1**.

Основные параметры ротора и дробильной камеры.

Диаметр ротора и ширина дробильной камеры находятся из соотношения между собой

$$K = \frac{D}{L} \quad (1.1)$$

где D – диаметр ротора;

L – ширина дробильной камеры.

Для дробилок с радиальной подачей $K = 1,5-1,7$, для дробилок с осевой подачей $K = 4-7$.

Секундная производительность дробилки

$$q = \frac{Q}{3600} \quad \text{кг/сек} \quad (1.2)$$

Удельная нагрузка на единицу площади проекции дробильной каме-

ры

$$q' = \frac{q}{LD} \quad (1.3)$$

Подставив в эту зависимость q и L , приравняв это равенство относительно D , получим

$$D = \sqrt{\frac{qk}{3600q'}} \text{ м} \quad (1.4)$$

Ширина дробильной камеры

$$L = \frac{D}{k} \text{ м} \quad (1.5)$$

Число оборотов ротора.

Число оборотов ротора должно быть таким, чтобы обеспечить измельчение зерна при свободном падении его от разового удара молотка. Исходя из закона сохранения энергии, запишем равенство импульса удара

$$P\Delta t = mV \quad (1.6)$$

Из этой формулы определяем скорость, необходимую для измельчения зерна

$$V = \frac{P\Delta t}{m} \text{ м/сек} \quad (1.7)$$

Число оборотов ротора будет равняться

$$n = \frac{60V}{\pi D} \text{ мин}^{-1} \quad (1.8)$$

Выбираем электродвигатель с числом оборотов 1450 мин^{-1} , тогда действительная скорость молотков станет:

$$V_{\rho} = \omega R = \frac{\pi n}{30} \cdot R \text{ мин}^{-1}$$

Основные параметры молотков.

Согласно теории эксцентричного удара усилие на ось подвески не будет передаваться при условии



$$l = \frac{4}{19} R_n \quad (1.9)$$

где R_n - радиус подвески молотков, (Рис 1.3).

l - расстояние от оси подвески до края молотка.

$$R_n = R - l, \text{ то } l = \frac{4}{19} \left(\frac{D}{2} - l \right),$$

таким образом,

$$l = \frac{2}{23} D_{\text{мм}}$$

Длина молотка $a = 1,5 \cdot t$ мм

Ширина молотка $b = (0,4 - 0,45) \cdot a$ мм

(толщина молотка рекомендуется для универсальных дробилок $\delta = 1,5 - 2$, для зерновых $\delta = 4 - 8$ мм)

Радиус подвески $R_n = R - l$ мм

Размещение молотков может быть рядовым или шахматным и давать возможность легко осуществлять статическое и динамическое балансирование ротора.

Необходимое количество молотков определяется из следующей зависимости

$$z = \frac{Lk_0}{\delta} \quad (1.10)$$

где k_0 - коэффициент, характеризующий отношение толщины молотков к ширине дробильной камеры, принимаем $k_0 = 1$.

Принимаем $X1$ секций (осей подвески) по $X2$ молотков в каждой. Тогда общее количество молотков будет равно $z = X1 \cdot X2$

Мощность, необходимая для привода дробилки, определяется по формуле

$$N = N_{\text{др}} + N_{\text{хх}} + N_n + N_{\text{тр}}$$

где N - общая мощность, необходимая для привода дробилки;

$N_{\text{др}}$ - мощность, затрачиваемая на дробление зерна;

$N_{\text{хх}}$ - мощность, необходимая для привода дробилки на холостом ходу;

N_n - мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротив-



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

ления воздуха;

N_{mp} - мощность, затрачиваемая для транспортирования дробленого материала.

Мощность, затрачиваемая на дробление зерна, равна

$$N_{dp} = \frac{A \cdot q}{102} \text{ кВт} \quad (1.11)$$

q – производительность.

Мощность, необходимая для привода дробилки на холостом ходу, составляет 10-20% от мощности, затрачиваемой на дробление зерна.

$$N_{xx} = 0,1 \cdot N_{dp} \text{ кВт} \quad (1.12)$$

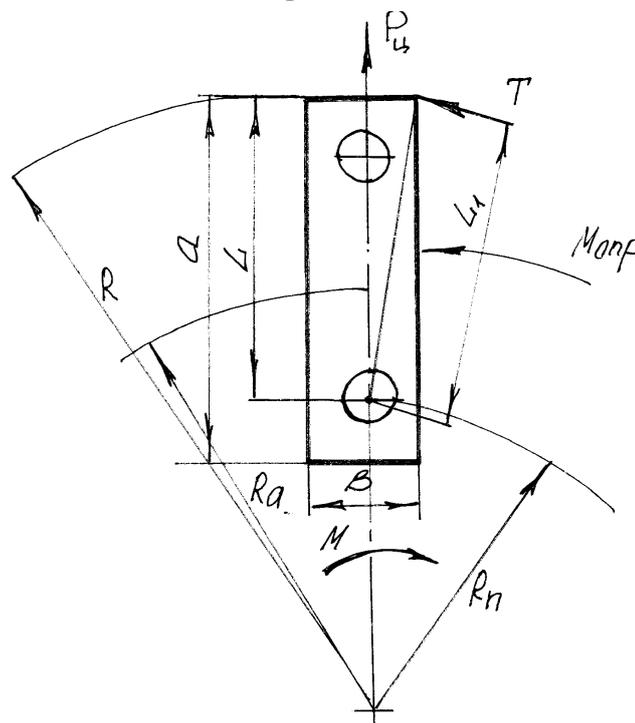


Рис.1.3. Расчетная схема параметров молотка.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления воздуха, определяется из такой зависимости

$$N_n = \frac{\varepsilon \cdot F \cdot \omega^3 \cdot R_0^3}{2g \cdot 102} \text{ кВт}, \quad (1.13)$$

где F – лобовая поверхность молотков, m^2 ;

ε - коэффициент сопротивления воздуха.

При расчете дробилки с замкнутым циклом следует выводить поправочный коэффициент $\varepsilon_1 = (1,1 \div 1,2)\varepsilon$

R_0 - среднее значение радиуса приложения силы сопротивления воздуха;

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$R_0 = \frac{3}{4} \cdot \frac{R^4 - R_n^4}{R^3 - R_n^3} \text{ м} \quad (1.14)$$

ω - угловая скорость

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ сек}^{-1}. \quad (1.15)$$

Мощность, затрачиваемая на транспортировку дробленого материала, определяется по формуле

$$N_{mp} = \frac{\Sigma H Q_n}{102} \text{ к Вт} \quad (1.16)$$

где ΔQ_n - общие затраты воздуха, м³/сек;

ΣH - общий напор воздуха, кг/сек² (мм вод.ст.)

Необходимо определить расход воздуха и его скорость, диаметр трубопровода, потери напора в трубопроводе и мощность, необходимую для привода вентилятора.

Расход воздуха станет

$$\Delta Q_n = \frac{Q}{3.6 \mu \cdot \gamma_e} \quad (1.17)$$

Минимальная скорость воздуха должна быть достаточной для поддержания дробленого материала в потоке воздуха.

Уравнение равновесия частицы в потоке воздуха имеет такой вид

$$G = \frac{\delta_e V_n^2 \pi d^2}{g^4} \quad (1.18)$$

где G - вес частицы, кг;

V_n - необходимая скорость воздуха, м/сек

γ_e - объемный вес воздуха, зависящий от конструкции. Для всасывающих установок $\gamma_e' = 0.75 \gamma_e$; для нагнетающих $\gamma_e^H = 1.5 \cdot \gamma_e$

Вес частицы можно определить еще так

$$G = \frac{\pi \cdot d^3}{6} \gamma_m \quad (1.19)$$

где d - диаметр частицы, мм.

Приравняв правые части этих двух уравнений и приняв диаметр частицы 3 мм, определим необходимую скорость воздуха для поддержания частицы в потоке

$$V_n = \sqrt{\frac{4gd\gamma_m}{6\gamma_e^H}} \text{ м/сек}$$

Поскольку частицы дробленого материала не круглые, следует ввести поправочный коэффициент $\varphi = 0.64 \div 0.8$;

φ - коэффициент увеличения V_n , необходим для нормального транспортирования массы.

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$V_n' = \varphi \cdot V_n \text{ м/сек} \quad (1.20)$$

Для стойкости работы пневмотранспортера необходимо выполнить условие

$$V_\rho = \mu_1 V_n' \text{ м/сек} \quad (1.21)$$

где V_ρ - средняя рабочая скорость воздуха, 6 м/сек.

Необходимая площадь поперечного сечения трубопровода будет равна

$$F = \frac{\Delta Q_n}{V_\rho} \text{ м}^2 \quad (1.22)$$

Диаметр трубопровода определим из формулы

$$d_T = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} \text{ м} \quad (1.23)$$

Для обеспечения полной скорости движения смеси воздуха и дробленого материала и для преодоления сопротивления движения в трубопроводе и других элементов пневмотранспортера необходимо сделать полный напор воздуха, определяемый формулой

$$H = H_\partial + H_{cm} \quad (1.24)$$

$$H_\partial = \gamma_n \frac{V_n^2}{2g} \left(1 + \mu \frac{V^2}{V_n^2}\right) \quad (1.25)$$

где $\frac{V}{V_n}$ - отношение средней скорости движения дробленой массы к скорости движения воздуха 0,65-0,85.

$$H_{cm} = H_n + H_{mp} + H_\mu \quad \text{Необходимый статический напор воздуха} \quad (1.26)$$

где H_n - потеря напора воздуха на поднятие смеси дробленой массы с воздухом;

H_{mp} - потеря напора на преодоление сил трения при транспортировке смеси в трубопроводе;

H_μ - потеря напора воздуха в местных переходах (колена, диффузор, циклон).

$$H_n = (1 + \mu) \gamma_n h \text{ кг/м}^2 \quad (1.27)$$

где h – высота транспортирования смеси, $h=5$ м.

Приняв, что скорость воздуха равна скорости движения дробленого



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

материала, определим необходимое давление воздуха на преодоление сил трения.

$$H_{mp} = \lambda_{cm} l_T \frac{V_n}{d_T^2} (1 + \mu) \gamma_n \quad (1.28)$$

где l_T - длина трубопровода, 10м; λ_{cm} - коэффициент сопротивления движению смеси

$$\lambda_{cm} = (1.2 \div 1.5) \lambda_m \quad (1.29)$$

Потеря давления напора воздуха на преодоление сопротивления в местных переходах можно определить по формуле

$$H_M = \Sigma \varepsilon \frac{V_n^2 \gamma_\varepsilon}{2g} \quad (1.30)$$

где ε - коэффициент сопротивления движению. Для перехода $\varepsilon_1 = 0.16$, для диффузоров $\varepsilon_2 = 0.1$, для циклона $\varepsilon_3 = 2$

$$\Sigma \varepsilon = 0.16 + 0.1 + 2 = 2.26$$

Определяем суммарный напор воздуха.

Мощность необходимая для пневматической транспортировки дробленого материала

$$N_{mp} = \frac{\Sigma H \cdot Q}{102 \cdot \eta_\varepsilon} \text{ кВт} \quad (1.31)$$

Определяем общую мощность для привода дробилки

Выбираем электродвигатель для привода дробилки мощностью 20 кВт. Число оборотов 1450 мин⁻¹.

Определение оси подвески молотка.

При вращении ротора под действием центробежной силы молотки находятся в радиальном положении. Для того, чтобы выдержать это условие, необходимо

$$M_{\partial\partial} \geq M_T \geq M_0$$

Крутящий момент, приходившийся на 1 молоток (рис.1.3.)

$$M_{\partial\partial} = 974 \frac{N}{n \cdot z}$$

$$(1.34)$$

Момент трения в шарнире молотка

$$M_T = \frac{d_n}{2} f_1 m \omega^2 R_y \quad (1.33)$$

где d_n - диаметр пальца подвески. Для расчета массы молотка принимаем диаметр пальца подвески 20 мм;

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

R_y - радиус центра тяжести.

$$R_y = \frac{D}{2} - \frac{G}{2} \text{ м} \quad (1.34)$$

m -масса молотка

$$m = \frac{G}{g} \quad (1.35)$$

G – вес молотка

$$G_m = \gamma_{cm} (av\delta - \frac{\pi \cdot d^2 n}{4} 2\delta) \text{ кг} \quad (1.36)$$

$$m = \frac{0.078}{9.81} = 0.008 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$$

Момент вращения одного молотка

$$M_0 = T \cdot l_1 \quad (1.37)$$

где T – сила, которая поворачивает молоток,

$$T = \frac{Q\tau \cdot k_n}{3600 \cdot z} \text{ кг} \quad (1.38)$$

l_1 - плечо приложения силы

$$l_1 = \sqrt{l^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2} \text{ мм}$$

Приравняв моменты поворота молотка и момент трения в шарнире определяем минимальный диаметр пальца подвески, который обеспечил необходимый момент трения

$$Tl_1 = \frac{d}{2} f_1 m \omega^2 R_y \quad (1.39)$$

$$d = \frac{2Tl_1}{f m \omega^2 R_y} \text{ мм} \quad (1.40)$$

В связи с тем, что палец выдерживает нагрузку центробежной силы, необходимо сделать расчет пальца на прочность.

Общая центробежная сила, которая действует на палец, станет:

$$P_y = m \omega^2 R_y (z_1 - 2) \text{ кг} \quad (1.41)$$

z_1 - число молотков в одной секции

Расстояние между точками крепления пальца

$$L_1 = L - 2c \text{ мм} \quad (1.42)$$

C – расстояние от точки крепления пальца до боковой стенки дробильной камеры.

Приняв палец за равномерно нагруженную балку, определим момент, который изгибает его,

$$M_{uz} = \frac{P_1 \cdot L_1^2}{8} \text{ кг} \cdot \text{см} \quad (1.43)$$

P_1 - равномерное нагружение на погонный метр длины пальца

$$P_1 = \frac{P_y}{L_1} \text{ кг/см} \quad (1.44)$$

Диаметр пальца подвески будет равен

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{уз}}{0,1(\delta_{уз})}} \text{ см} \quad (1.45)$$

где $(\delta_{уз}) = 959$ кг/см, допустимое напряжение для материала Ст45 ГОСТ 1055-88.

Для дробилок с тремя точками крепления пальца расстояние между точками крепления пальца будет равно

$$L_2 = \frac{L_1}{2} \text{ мм} \quad (1.46)$$

Момент изгиба для пальца

$$M_{уз} = \frac{R \cdot L_2^2}{8} \text{ кг·см} \quad (1.47)$$

Диаметр подвески пальца

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{уз}}{0,1 \cdot (\delta_{уз})}} \text{ см} \quad (1.48)$$

Принимаем _____ см.

Опорные вопросы:

Какой из данных размеров соответствует требованиям к тонкому помолу.

- а) $M = 0.2-1$ мм.
- б) $M = 0.1- 0.6$ мм.
- в) $M = 1.8-2.6$ мм.

Для настройки на заданную степень измельчения в молотковых дробилках необходимо:

- А) изменить частоту вращения ротора дробилки
- Б) сменить решето в камере измельчения
- В) изменить количество молотков в роторе
- Г) изменить подачу зернового материала в камеру измельчения

В зависимости от организации рабочего процесса в камере дробления различают дробилки какого из следующих типов.

- а) открытого типа
- б) закрытого типа
- в) промежуточного

Какими из следующих способов дробление кормов может быть произведено

- а) ломанием или крошением;
- б) растиранием или размолом;
- в) расплющиванием или раздавливанием



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

г) разбиванием при свободном ударе.

К технологическому процессу обработки предъявляются какие из следующих основных требований

а) Машина должна быть универсальной, т. е. производить измельчение с любой степенью дробления как зерновых, так и других видов концентрированных кормов: жмыха, брикетированных комбикормов, кукурузы в початках и др.

б) При работе машина не должна давать большого количества пылевидного продукта.

в) Измельчение зерновых продуктов влажностью до 18—20% должно обеспечиваться машиной без нарушения качества ее работы, без значительного отклонения от нормальной производительности.

г) Действие рабочих органов не должно сопровождаться излишним нагреванием продукта.

д) Приводной механизм машины должен обеспечивать высокие рабочие скорости движущихся органов машины и возможность работы от электродвигателя при сравнительно невысоком удельном расходе мощности.

е) Машина должна быть проста по устройству и в эксплуатации, безотказна в действии и иметь высокую производительность. Рабочие органы должны быть износостойкими.

Укажите, какого типа измельчители концентрированных кормов менее энергоемки

а) Молотковые с закрытой камерой, например, КДУ-2;

б) Центробежно-роторные, например, ИЛС-5;

в) Молотковые с открытой камерой, например, ДБ-5.

(Нужное подчеркнуть)



2. РАСЧЕТ ИЗМЕЛЬЧАЮЩИХ УСТРОЙСТВ.

Корма измельчают резанием с помощью соломосилосорезок (грубые корма), корнерезок (корнеклубнеплоды) и силосорезок (зеленая масса).

Соломосилосорезки — универсальные машины (для грубых кормов и силосной массы). В зависимости от устройства ножевого аппарата машины для резки кормов делят на дисковые, дискоштифтовые и барабанные.

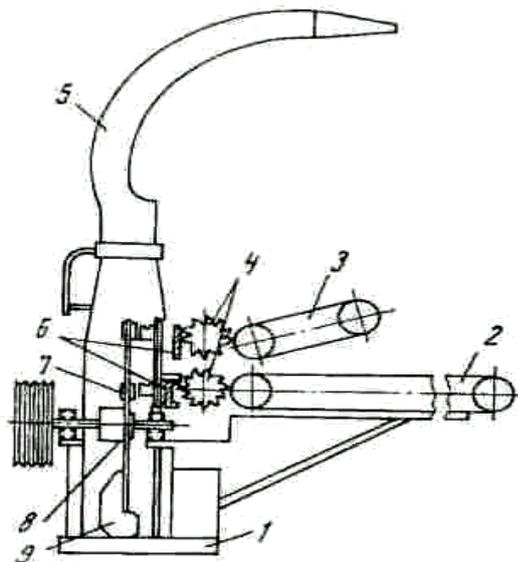


Рис. 2.1. Принципиальная схема соломосилосорезки РСС-6Б.

1 — рама; 2 — подающий транспортер; 3 — подпрессовывающий транспортер; 4 — питающие вальцы; 5 — дефлектор; 6 — гребенки; 7 — нож; 8 — противорежущая пластина; 9 — диск с лопастями.

Измельчитель кормов «Волгарь-5М» (рис.2.2) предназначен для измельчения предварительно вымытых корнеплодов, зеленой массы, бахчевых культур, кукурузы с початками молочно-восковой спелости, силоса и других кормов на животноводческих и птицеводческих фермах.

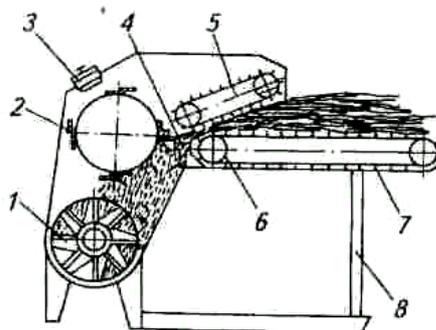


Рис.2.2 Технологическая схема измельчителя «Волгарь-5М».

1 — ножи режущего барабана второй ступени; 2 — спиральные ножи режущего барабана первой ступени; 3 — заточное приспособление; 4 — противорежущая пластина; 5 — нажимной плавающий транспортер; 6 — звездочка; 7 — подающий транспортер; 8 — рама.



Машина оборудована барабанным ножевым аппаратом. Основные части измельчителя: рама; корпус; подающий и нажимной плавающий транспортер пластинчатого типа; режущий барабан первой ступени измельчения (диаметр 450мм, длина 380мм, частота вращения 725 мин^{-1}) с шестью спиральными ножами и противорежущей пластиной; шнек; режущий барабан второй ступени (диаметр 440 мм, частота вращения 1000 мин^{-1}) с девятью подвижными и неподвижными ножами; заточное приспособление, установленное на крышке корпуса; механизм привода (состоит из двухступенчатого цилиндрического редуктора с реверсом и клиноремennых передач); пусковая и защитная аппаратура. Привод осуществляется от электродвигателя.

Технологический процесс протекает в такой последовательности. Растительную массу ровным слоем укладывают на подающий транспортер, который при помощи звездочек перемещает ее к режущим ножам. При движении масса уплотняется верхним нажимным транспортером. Ножи режущего барабана первой ступени, измельчив массу на фракции размером 20...80 мм, направляют ее на шнек, которым она подается к режущему барабану второй ступени измельчения. Масса корма, проходя через подвижные и неподвижные ножи барабана второй ступени, измельчается на фракции размером 2...10мм и выбрасывается из машины через специальное окно в нижней части корпуса.



2.1 Определение основных параметров барабанного аппарата ножевого типа.

Исходные данные: производительность Q , кг/с; измельчаемый материал ИМ; длина резки ℓ_p , мм.; частота вращения барабана n_b , мин⁻¹; наибольшее допустимое угловое ускорение вала барабана $\varepsilon = d\omega/dt$, с⁻²; угол скольжения τ , град; число ножей, z , шт (далее уточняется); высота уплотненного слоя подаваемого материала a , см. Индивидуальные задания представлены в **Приложение 2А**.

Расчет основных параметров

Находим ширину слоя b :

$$b = \frac{Q}{a \times \ell_p \times \rho_c \times Z \times n_b}, \quad (2.1)$$

где $\rho_c = 120$ кг/м³ – плотность слоя.

Принимаем длину барабана $L_b \approx b$.

Рассчитаем радиус барабана R_b по формуле:

$$R_b = \frac{Z}{2\pi} (L_b \times \operatorname{tg} \tau - a), \quad (2.2)$$

где $a^1 \approx a$ – перекрытие ножей, принятое равным толщине слоя уплотненного материала.

Необходимо построить развертку барабана на плоскости, графически проверить перекрытие ножей и расположение лезвий. Далее находим угол закручивания ножей (если ножи винтообразные) по формуле:

$$\varphi_z = \frac{L_b \times \operatorname{tg} \tau}{R_b}, \text{ рад} \rightarrow \text{переводим в град.} \quad (2.3)$$

Проверяем расстояние между кромками режущих лезвий на развертке t

$$t = \frac{2\pi \times R_b}{Z}, \text{ м}, \quad (2.4)$$

и выясняем, конструктивно ножи разместятся на барабане или нет.

Определяем скорость подачи слоя на измельчение

$$v_c = \frac{Q}{a \times b \times \rho_c}, \text{ м/с}, \quad (2.5)$$

которая является исходной для расчета питающего устройства.

Окружная скорость ножей

$$v_b = \pi \times D_b \times \frac{n_b}{60}, \text{ м/с}. \quad (2.6)$$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Если значение $v_{\bar{o}}$ (является скоростью резания) ≈ 30 м/с то это близко к оптимальному ($v_{p.opt}$).

Расположение оси барабана относительно противорезающей пластины определим по формуле:

$$h = a + R_{\bar{o}} \times \frac{v_c}{v_{\bar{o}}} \text{ м.} \quad (2.7)$$

Ожидаемое значение $h \approx 70 \pm 20$ мм.

Проверим надежность заземления материала по условию

$$\chi_{защ} = \tau \leq 2 \times \varphi_{min}. \quad (2.8)$$

Количество устанавливаемых ножей в зависимости от требуемой длины резки можно определить по выражению:

$$Z = \frac{v_c \times 60 \times 1000}{n_{\bar{o}} \times l_p}, \quad (2.9)$$

где l_p - длина резки, мм.

Определяем момент резания:

$$M_{рез.ср.} = P_{рез.} \times R_{\bar{o}} = q \times \Delta S_{max} \times R_{\bar{o}}, \text{ кНм,} \quad (2.10)$$

где $q = 0,75 \times q_0$ – удельное сопротивление резанию при угле скольжения τ ;

$q_0 = 10$ кН/м – удельное сопротивление резанию при $\tau = 0$;

Вращающий момент на валу двигателя

$$M_{вр} = \frac{5}{3} M_{рез.ср.}, \text{ кН м.} \quad (2.11)$$

Мощность двигателя на привод измельчителя

$$N_{дв} = M_{вр} \times \omega, \text{ кВт.} \quad (2.12)$$

Необходимый момент инерции маховых масс из условия прочности ротора (барабана) находим по формуле:

$$J = \frac{M_{вр}}{(d\omega/dt)_{max}}, \text{ кДж с}^2. \quad (2.13)$$



2.2. Определение основных параметров дискового измельчающего аппарата.

Индивидуальные задания представлены в **Приложение 2Б**.

Определение основных параметров питающего механизма - питающих валцов (рис.2.1, поз.4) Из формулы производительности определяем размеры горловины

$$ab = \frac{Q}{60 \cdot l_{\min} \cdot \gamma \cdot n \cdot z} \text{ м}^2, \quad (2.14)$$

где а- высота горловины; b- ширина горловины.

Оптимальное соотношение между высотой и шириной горловины

$$\frac{a}{b} = 0,25 \div 0,45, \text{ принимаем } \frac{a}{b} = 0,3, \quad b = \sqrt{\frac{a \cdot b}{0,3}}, \quad a = 0,3 \cdot b;$$

Принимаем а, b- круглое, большие число.

Определение диаметра питающих валцов.

Для осуществления затягивания материала питающими валцами необходимо, чтобы угол трения материала питающих валцов по соломе был больше угла затягивания. $\varphi \geq \alpha, \alpha = 20^\circ$.

Для уменьшения диаметра питающих валцов делаем их рифлеными и с конструктивной точки зрения принимаем диаметр нижнего питающего вальца $D_H = 125 \text{ мм}$, диаметр верхнего питающего вальца $D_B = 165 \text{ мм}$. Рекомендуемое число рифов $8 \div 16$, принимаем 12.

Число оборотов валцов определяется в зависимости от длины резки по формулам:

$$\text{Число оборотов нижнего вальца: } n_H = \frac{l_1 \cdot z \cdot n}{\pi \cdot D_H} \text{ мин}^{-1};$$

$$\text{Число оборотов верхнего вальца: } n_B = \frac{l_1 \cdot z \cdot n}{\pi \cdot D_B} \text{ мин}^{-1}.$$

Необходимая скорость подачи соломы при разной длине резки

$$V_1 = \frac{z \cdot n \cdot l_1}{60} \text{ м/сек}; \quad (2.16)$$

$$V_2 = \frac{z \cdot n \cdot l_2}{60} \text{ м/сек}. \quad (2.17)$$

Мощность, которая необходима для привода соломосилосорезки:

а) Мощность, необходимая для привода транспортера,

$$N_1 = \frac{Q \cdot H}{367} + \frac{Q \cdot l_T \cdot W}{367} + 0,027 \cdot q_T \cdot l_T \cdot W + \frac{Q \cdot (V_T^2)}{367 \cdot g} \quad (2.18)$$

где Q- производительность соломосилосорезки;

l_T - длина нагруженной части транспортера – 1,5 м;

H - высота поднятия груза;

W - коэффициент сопротивления движению транспортера – 0,35;

q_T - вес погонного метра транспортера – 14 кг/м;

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

V_T - скорость движения транспортера – 1,6 м/с;

Мощность, необходимая для резания соломы, $N_2 = \frac{P \cdot l_p \cdot V \cdot k}{102}$;

(2.19)

где l_p - длина лезвия ножа, которая принимает участие в работе

$$l_p = \frac{a}{\sin x_{cp}}; \quad (2.20)$$

Среднее значение угла замещения $x_{cp} = \frac{x_{max} + x_{min}}{2}$

k - коэффициент, характеризующий соотношение между высотой и шириной горловины

V - скорость резания, принимаем $V = 16-22$ м/сек

P – усилие резания, $P = 16$ Н/см²

$$N_2 = \frac{P \cdot a^2 \cdot V}{102 \cdot \sin x_{cp} \cdot b} \text{ кВт} \quad (2.21)$$

Скорость, необходимая для транспортировки массы, определяется по формуле

$$N_n = \frac{Q_n \cdot H}{102}, \quad (2.22)$$

где Q_n - расход воздуха, м³/час;

H - напор воздуха, кг/м² или мм водного столба

Расход воздуха можно определить по формуле

$$Q_n = \frac{Q}{3,6 \cdot \mu \cdot \gamma_n} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (2.23)$$

где μ - коэффициент концентрации веса в нагнетательных установках низкого и среднего напора $\mu = 0,5 - 5$.

Для соломосилосорезок можно принять $\mu = 0,5 - 2$; причем, меньшее значение сена и соломы, а большее для зеленой массы.

γ_n - объемный вес воздуха – 1,29 кг/м³.

Наряду с этим расход воздуха можно определить другой формулой

$$Q_n = \frac{\pi \cdot d_T^2 \cdot V_n}{4},$$

где d_T - диаметр трубопровода, м;

V_n - скорость воздуха в трубопроводе, принимаем 25 м/сек.

Принимаем диаметр трубопровода $d_T = 250$ мм.

Для создания необходимой скорости движения смеси воздуха с дробленым материалом и для преодоления сопротивления движению меси в трубопроводе и других элементах пневмотранспортера необходимо со-



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

здать некоторый перепад давления, который можно выразить в следующей формуле: $H = H_{\text{дин}} + H_{\text{ст}}$

Необходимый динамический поток можно определить из следующей зависимости

$$H_{\text{дин}} = \gamma_n \frac{V_n^2}{2g} \left(1 + \mu \frac{V_M^2}{V_n^2} \right); \quad (2.24)$$

где $\frac{V_M}{V_n}$ - отношение средней скорости движения воздуха рекомендуется брать 0,65-0,85.

Величина необходимого статического напора (давления) определяется

из следующей зависимости:

$$H_{\text{ст}} = H_{\text{п}} + H_{\text{тр}} + H_{\text{м}} \quad (2.25)$$

где $H_{\text{п}}$ – потеря давления на поднятие смеси дробленой массы с воздухом;

$H_{\text{тр}}$ – потеря давления на трение при транспортирование смеси в трубопроводе;

$H_{\text{м}}$ – потеря давления в местных переходах (коленах диффузорах)

$$H_{\text{п}} = (1 + \mu) \gamma_{\text{в}} h, \text{ кг/м}^2$$

где h – высота транспортировки смеси – 8м.

Приняв, что скорость движения воздуха равна скорости движения дробленого материала, определим необходимый напор воздуха на преодоление сил трения

$$H_{\text{тр}} = \lambda_{\text{см}} \frac{l_1 \cdot V_n^2}{d_1 \cdot 2g} (1 + \mu) \cdot r \quad (2.26)$$

где l_1 - длина трубопровода – 8м;

$\lambda_{\text{см}}$ - коэффициент сопротивления движению смеси.

$$\lambda_{\text{см}} = (1.2 \div 1.5) \cdot \lambda \quad (2.27)$$

Расход напора в местных переходах определяется из следующей формулы:

$$H_{\text{м}} = \sum K_n \frac{V_n^2 \cdot \gamma_n}{2g} \text{ кг/м}^2$$

где K – коэффициент сопротивления движению в переходах – 0,16.

Общая затрата напора воздуха станет:

$$H_{\text{п}} = H_{\text{ст}} + H_{\text{а}} \quad (2.28)$$

Мощность, необходимая для пневматического транспортирования дробленой массы,

$$N_3 = \frac{Q_n \cdot H}{102}$$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Общая мощность для пневматического транспортирования дробленой массы,

$$N = N_1 + N_2 + N_3 \text{ кВт.}$$

Необходимая мощность электродвигателя

$$N_{\partial} = \frac{N}{\eta_{\text{н}}} \text{ кВт}$$

Где $\eta_{\text{н}} = 0.85$ - КПД передачи

2.3. Определение основных параметров измельчающего аппарата с подвижными и не подвижными ножами.

Известны измельчители кормов, содержащие корпус с пакетом чередующихся подвижных и неподвижных ножей, загрузочный бункер и крыльчатку. Подвижные ножи закреплены на приводном валу (Рис.2.3).

С целью более интенсивного измельчений обрабатываемой массы в предложенном измельчителе подвижные ножи закреплены на приводном валу по винтовой линии, а сечения их имеют форму треугольников, обращенных скошенными гранями попарно друг к другу.

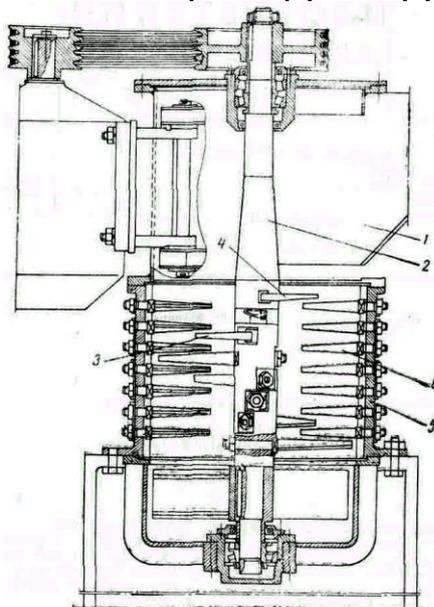


Рис.2.3. Измельчитель, разрез по оси приводного вала.

Измельчитель содержит приемную камеру 1, над которой размещен транспортер загрузки, приводной вал 2 с подвижными ножами 3 и 4, корпуса 5 с неподвижными ножами 6. Подвижные ножи в сечении имеют форму треугольника и закреплены на приводном валу по винтовой линии таким образом, что скошенные грани поочередно направлены то вниз, то вверх. Скошенные грани, направленные вниз, способствуют продвижению обрабатываемой массы вниз, а скошенные грани, направленные вверх, задерживают ее и способствуют стабильному измельчению массы. Для равномерного распределения нагрузки при резании подвижные



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

ножи на валу и неподвижные на внутренней поверхности корпуса устанавливаются смещенными друг относительно друга, что обеспечивает одновременную совместную работу каждой режущей пары ножей (Рис.2.4).

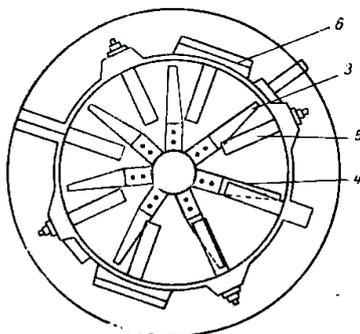


Рис.2.4. Измельчитель, вид сверху на корпус.

В предложенном измельчителе могут производиться операции смешивания различных кормов и запаривания их. Для этой цели корпус снабжен патрубками для подачи воды или паровой эмульсий, а над загрузочным транспортером устанавливаются дозаторы для подачи необходимых компонентов. Готовая кормовая смесь попадает на выгрузочной транспортер и выносятся в транспортное средство.

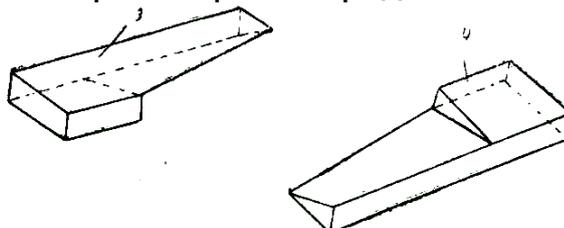


Рис.2.5. Ножи измельчителя.

Измельчитель кормой, содержащий корпус с неподвижными, взаимодействующими с вращающимися на приводном валу ножами, отличающийся тем, что, с целью более интенсивного измельчения обрабатываемой массы, вращающиеся ножи расположены на валу по винтовой линии. Сечения вращающихся ножей имеют форму треугольников, обращенных скошенными гранями попарно друг к другу (Рис 2.5).

Задачей расчета является определение частоты вращения n вала ротора, а также вращающего момента и мощности двигателя машины. Исходные и индивидуальные данные для расчета представлены в **Приложении 2В**.

Частоту вращения вала ротора n (мин^{-1}) определяем исходя из формулы определения производительности измельчителя:

$$Q = S \cdot l \cdot n \cdot \gamma \cdot \varphi_3 \quad (2.29)$$

где Q – производительность измельчителя-смесителя, кг/ч; S – площадь загрузочной горловины, м^2 ; γ – объемная масса, $\text{кг}/\text{м}^3$; φ_3 – коэффициент заполнения горловины измельчаемым материалом; l – длина резки, м; n – частота вращения, мин^{-1} .

Откуда,

$$n = \frac{Q}{60 \cdot S \cdot l \cdot z \cdot \gamma \cdot \varphi_3} \quad (2.30)$$

Площадь S (м²) загрузочной горловины определяем по формуле:

$$S = \frac{\pi \cdot (D_K^2 - D_P^2)}{4} \text{ м}^2 \quad (2.31)$$

Мощность N (кВт), необходимую для привода режущих аппаратов, определяем по формуле:

$$N = \frac{\pi \cdot n \cdot M_B}{30} \quad (2.32)$$

Вращающий момент M_B (Н/м) вала ротора машины вычисляем из следующего выражения:

$$M_B = M_p + M_{ш} + M_{x.x} \quad (2.33)$$

где M_p , $M_{ш}$ и $M_{x.x}$ - соответственно моменты резания, сопротивления механизма швырялки и холостого хода, Н·м. На практике принимают $M_p : M_{ш} : M_{x.x} = 3 : 1 : 1$.

Момент резания M_p (Н/м) определяем как

$$M_p = q \cdot (1 + f \cdot \operatorname{tg} \tau) \cdot \Delta s \cdot r \cdot \cos \tau \quad (2.34)$$

где q – удельное давление ножа на перерезаемый материал, Н/м; f – коэффициент скользящего резания; Δs – суммарная длина загруженной части лезвий, м; τ – угол скольжения ($\tau = 24 \dots 30^\circ$); r – суммарный радиус-вектор, м.

Для углов $\tau = 24 \dots 30^\circ$ удельное давление ножа $q = (0,7 \dots 0,75) \cdot q_0$. При измельчении соломы удельное давление q_0 составляет $(5 \dots 12) \cdot 10^3$ Н/м.

Коэффициент скользящего резания определяем по формуле:

$$f = \operatorname{tg} \varphi \quad (2.35)$$

где φ – угол скользящего резания.

Величину угла скользящего резания φ выражаем из следующей формулы:

$$\chi \leq 2\varphi \quad (2.36)$$

где χ – предельно допустимый угол раствора.

$$\varphi = \frac{\chi}{2} \quad (2.37)$$

Экспериментально установлено, что в соломосилосорезках угол защемления находится в пределах $40 \dots 50^\circ$.

**Опорные вопросы:****1. Настройка агрегата «Волгарь-5» на заданную степень измельчения осуществляется изменением:**

- а) количества ножей в аппарате первичного резания
- б) количества подаваемого корма на подающий транспортер
- в) угла установки подвижных ножей относительно отогнутого витка шнека
- г) скорости подающего транспортера
- д) частоты вращения шнека в аппарате вторичного резания

В

2. Какими характеристиками определяется резанье:

- а) удельное сопротивление резанья;
- б) разрушающее напряжение среза;
- в) удельная работа резанья;

3. Найти соответствие между углом скольжения и видами резанья.

- | | |
|---------------------|----------------|
| а) $\tau < \varphi$ | а) нормальное; |
| б) $\tau > \varphi$ | б) наклонное; |
| в) $\tau \approx 0$ | в) скользящее; |

4. По какой формуле можно рассчитать момент вращения на привод измельчителя:

- а) $M_{вр} = M_{рез.ср.} + M_{под}$
- б) $M_{вр} = M_{рез.ср.} + M_{под} + M_{х.х.}$
- в) $M_{вр} = M_{рез.ср.} + M_{под} + M_{сх}$
- г) $M_{вр} = M_{рез.ср.} + M_{х.х.}$
- д) $M_{вр} = M_{рез.ср.}$

5. Укажите какие бывают типы дисковых измельчительных аппаратов:

- а) с прямолинейным лезвием;
- б) с криволинейным лезвием;
- в) с боковым лезвием
- г) с переменным лезвием

(Нужное подчеркнуть)**6. Опишите способ работы измельчителей представленных на рисунках 2.1, 2.2, 2.3.**



3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МОЙКИ-КОРНЕРЕЗКИ МРК-5,0.

При скармливании животным корнеплодов в сыром виде нередко требуется разрезать их на части. Крупные корнеклубнеплоды животным трудно раскусывать и пережевывать, они плохо смачиваются слюной, вследствие чего снижается усвояемость организмом животного питательных веществ. Мойки-корнерезки режут корнеплоды для устранения возможности проглатывания мелких клубней целиком. Помимо этого клубни подвергаются обязательной резке перед скармливанием их молодняку. Необходимыми условиями резки корнеклубнеплодов является сохранение питательных и качественных свойств продукта. В продукте должны сохраняться крахмал и влага, сам ломтик должен оставаться рыхлым, свежим и сочным. Такое измельчение корнеклубнеплодов ведется на корнеклубнерезках. По устройству рабочего органа корнерезки делятся на дисковые и барабанные.

Процесс резания корнеклубнеплода отличается от процесса резания других видов кормов. Это резание нормальное, без скольжения. Ножи рабочего органа представляют собой клин, воздействие которого на материал вызывает сложные деформации. Скорости резания ограничены, так как при определенных скоростях из обрабатываемых продуктов начинают выделяться влага и крахмал, а продукты быстро окисляются.

Выполнение данного задания начинается рассмотрением общих теоретических предпосылок по конструированию машин подобного типа. После ознакомления с теоретической частью необходимо произвести расчет:

1. Диаметров моечного цилиндра и большого моечного диска.
2. Диаметра камеры резания.
3. Высоты моечного цилиндра.
4. Оптимального числа оборотов вала крылача и диска.

Данные для расчета берутся из **Приложения 3**. Вариант указывается преподавателем. При рассмотрении теоретического обоснования основных конструктивных параметров машины рабочий процесс ее разобьем на две самостоятельные операции: мойка и резка корнеклубнеплодов.

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

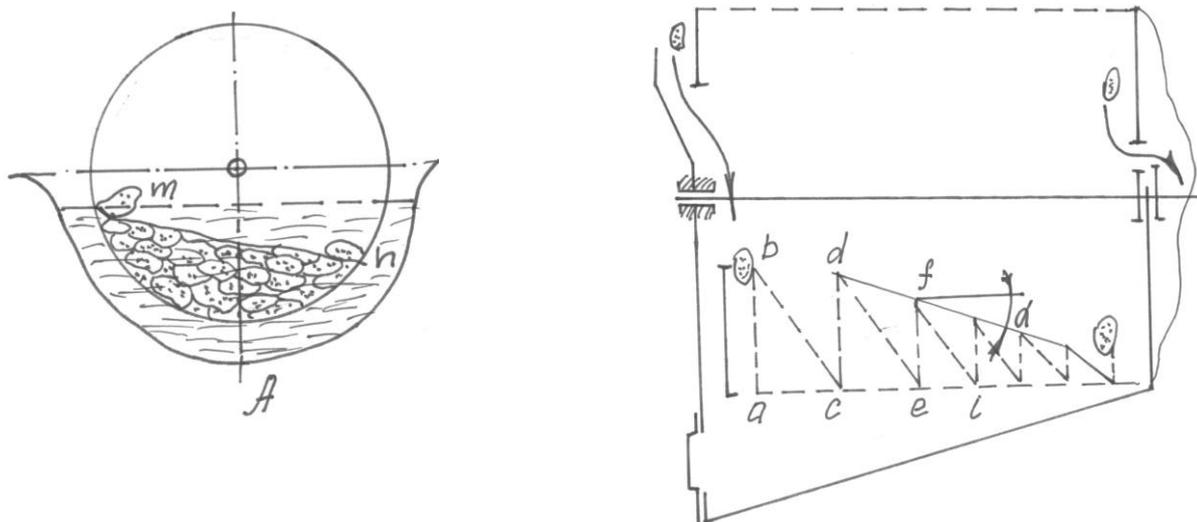


Рис.3.1. Схема движения корнеплодов в корнемойке:

А- перемешивание продукта вследствие возникновения центробежной силы и сил тяжести; Б- перемещение продукта; *ab, cd, ef* и т.д. – путь, проходимый корнеплодами под действием центробежной силы и сил трения; *bc, de, fi* и т.д. - отрезки пути, которые проходят корнеплоды под действием собственного веса вследствие наклона поверхности слоя продукта к горизонту на угол α .

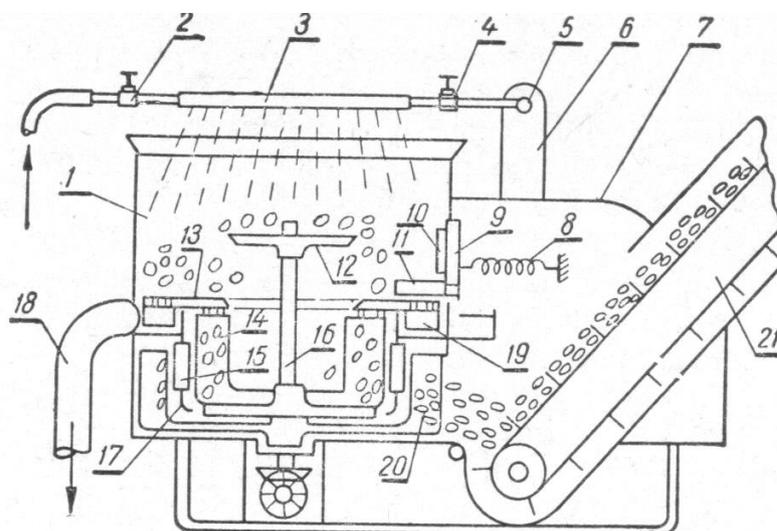


Рис.3.2. Схема технологического процесса мытья и резания корнеклубнеплодов мойки-корнерезки МРК-5,0:

1 – рабочий (внешний) цилиндр; 2 – вентиль оросителя; 3 – кольцевой ороситель; 4 – вентиль вспомогательного оросителя; 5 – вспомогательный ороситель; 6 – кронштейн оросителя; 7- боковой кожух приемной камеры транспортера; 8 – пружина заслонки; 9 – заслонка выходного люка рабочего цилиндра; 10 – заслонка, перекрывающая верхнюю часть выходного люка; 11 – нижняя заслонка; 12 – малый (верхний) мо-



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

ежный диск; 13 – большой (нижний) моечный диск; 14 – крылач ножевого аппарата; 15 – нож; 16 – вертикальный вал ротора; 17 – внутренний цилиндр с ножами; 18 – грязеотводная труба; 19 – лопасть для выхода грязи из желоба в грязеотводную трубу; 20 – второй трехлопастной крылач; 21 – транспортер.

Расчет начинаем проводить с операции мойки.

Объем моечного цилиндра определяем из формулы:

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} H_m \text{ (м}^3\text{)} \quad (3.1)$$

Где: d - диаметр моечного цилиндра, м
 H_m - высота моечного цилиндра, м.

Опытами установлено, что объем моечного цилиндра используется наилучшим образом в случае, если $H=(0.85-0.95)d$, следовательно, формула (1) примет вид:

$$V = (0,85 \div 0,95) \frac{\pi \cdot d^3}{4} \text{ (м}^3\text{)} \quad (3.2)$$

Часовая производительность мойки определяется по формуле:

$$Q = 60V\gamma \frac{\beta}{\tau} \text{ (кг)} \quad (3.3)$$

Где V - объем моечного цилиндра, м³;
 γ - объемный вес корнеклубнеплодов, кг/м³;
 γ - картофель = 0,65-0,73 т/м³;
 γ - кормовая свекла = 0,57-0,65 т/м³;
 β - коэффициент заполнения моечного цилиндра, равный 0,3-0,4;
 τ - время пребывания корнеплодов в мойке, равное 1-1,5 мин.

Подставим значение V из формулы (3.2) в формулу (3.3) и, решив его относительно d , получим:

$$d = \sqrt[3]{\frac{Q\tau}{(0.85 \div 0.95)15\pi\gamma\beta}} \text{ (м)} \quad (3.4)$$

По заданной производительности из уравнения (3.4) определяем диаметр моечного цилиндра, а затем, учитывая принятое отношение $H=(0.85-0.95)d$, определяем высоту моечного цилиндра H_m .

Диаметр большого моечного диска принимаем равным:

$$d_1 = d - (10 \div 15) \text{ мм} \quad (3.5)$$

Данный диаметр d_1 выбирается с учетом свободного вращения большого моечного диска в рабочем цилиндре.

Диаметр малого моечного диска d_2 берется из условия, чтобы при

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

установке его в верхнее положение в камеру резания проходили корнеклубнеплоды наибольших размеров. Опытным путем установлено, что

$$d_2 = (300 \div 350) \text{ мм} \quad (3.6)$$

Для определения оптимального числа оборотов моечного диска, рассмотрим рабочий процесс мойки.

Перемещение продукта от центра к периферии возможно при условии, когда центробежная сила больше сил, препятствующих перемещению, т.е. сил трения. Это условие будет:

$$fmg \leq m\omega^2 r \quad (3.7)$$

Или

$$r \frac{\pi^2 n^2}{30 \cdot 30} \geq fg \quad (3.8)$$

Где m - масса продукта, расположенная на диске в кг;

g - ускорение свободного падения в м/сек²;

ω - угловая скорость моечного диска в сек⁻¹;

r - минимальный радиус в начале движения

продукта, м;

n - число оборотов моечного диска, м;

f коэффициент трения корнеплодов.

Решая зависимость (3.8) относительно « n » получим

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{f \cdot g}{r}} \text{ мин}^{-1} \quad (3.9)$$

Поскольку моечный диск сидит на одном валу с крылачом, то их обороты должны быть согласованы.

Минимально допустимое число оборотов крылача резки определяем из условия подвода продуктов к ножам. При движении корнеплодов вдоль лопасти крылача на них действуют силы (см. рис. 3.3).

$P = mg$ - сила веса;

fmg - сила трения, возникающая от действия силы веса при перемещении продукта по диску крылача;

$2fm\omega V_0$ - сила трения корнеплодов по лопасти, возникающая от силы Кариолиса ;

$m\omega^2 R$ - центробежная сила, преодолевающая силы трения.

Очевидно, что перемещение продуктов в направлении ножей возможно лишь при условии, что центробежная сила больше сил трения. С учетом этого условия уравнение будет иметь вид:

$$mgf_1 + 2f_2 m\omega V_0 \leq m\omega^2 R \quad (3.10)$$

Где f_1 - коэффициент трения корнеплодов по диску;

f_2 - коэффициент трения корнеплодов по лопасти;

V_0 - скорость подхода к ножам, м/сек;

R_p - радиус камеры резания, м.



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Так как диск и лопасти изготовлены из одного материала, то

$$f_1 = f_2 = f$$

Выразим V_0 через толщину стружки b , числа ножей z и числа оборотов крылача n

$$V_0 = \frac{bzn}{60} \text{ м/сек} \quad (3.11)$$

Выразив угловую скорость через « n » и подставив значение в уравнение (3.10), будем иметь:

$$f_g \leq \frac{\pi n^2}{30 \cdot 30} (\pi R_p - fbz) \quad (3.12)$$

Решив уравнение (3.12) относительно « n », получим:

$$n_{\max} = 30 \sqrt{\frac{fg}{\pi(\pi R_p - fbz)}} \text{ мин}^{-1} \quad (3.13)$$

Производительность центробежной корнерезки определяют по формуле:

$$Q = 60V_1 n \gamma \text{ кг/час} \quad (3.14)$$

Где V_1 - объем продукта, срезанного ножами за один оборот крылача, м³;

n - число оборотов крылача, мин;

γ - объемный вес корнеклубнеплодов, кг/м³.

$$V_1 = \pi D_p b L z k_k k_s \quad (3.15)$$

Где: D_p - диаметр камеры резания, м;

L - длина ножей, м;

z - число ножей

k_k - конструктивный коэффициент использования ножей 0,7-0,8;

k_s - коэффициент, учитывающий заполнения межлопастного пространства крылача 0,35-0,45.

Длину ножа обычно берут равную 180-200 мм. Число ножей берут равным 2-3. Диаметр камеры резания, учитывая необходимость выхода измельченного продукта, берется равным:

$$D_p = (0.7 \div 0.75)d \quad (3.16)$$

d - диаметр цилиндра мойки.

Диаметр наружного цилиндра корнерезки D принимаем равным D . Высоту H_p равной высоте камеры резания. Таким образом высота цилиндра корнерезки будет:

$$H = H_p + H_m \quad (3.17)$$

Подставив значение v_1 в уравнение (3.14) и решив его относительно « n » получим формулу для определения действительных оборотов вала корнерезки:

$$n = \frac{Q}{60\pi D_p b L z \gamma k_k k_s} \quad (3.18)$$

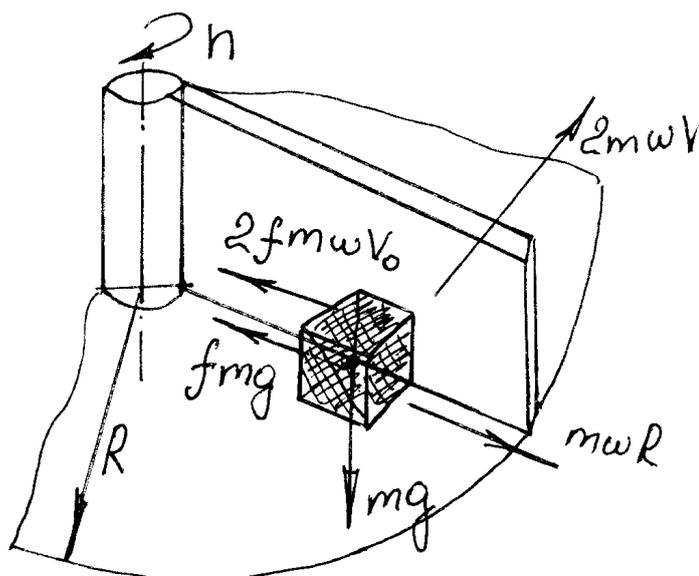


Рис 3.3. Схема движения продукта по лопасти.

При расчете числа оборотов по формуле (3.18), исходя из условия обеспечения технологического процесса и заданной производительности, необходимо поставить минимальное значение толщины ломтиков в метрах. Если окажется, что после расчетов найденное число оборотов вала корнерезки по формуле (3.18) меньше оптимально допустимых, вычисленных по формуле (3.9) и (3.13), то при проектировании машины принимают меньшее число ножей.

Опорные вопросы:

1. За одну кормовую единицу принято считать:

- а) количество корма, съедаемого животным в сутки;
- б) один килограмм комбикорма;
- в) один килограмм овса среднего качества;
- г) количество корма, съедаемого животным за один раз;
- д) количество корма, выдаваемого животному за сутки.

2. При определении угловой скорости вращения вала шнековой мойки решающим является следующее условие:



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

- а) чтобы корнеплоды сползали по ленте винта вниз;
- б) чтобы корнеплоды не перебрасывались через вал шнека;
- в) чтобы корнеплоды интенсивно перебрасывались через вал шнека;
- г) необходимость подачи на заданной технологической линии;
- д) чтобы корнеплоды успели отмокнуть.

3. Указать не правильный способ обработки сырья и кормов по роду затраченной энергии:

- а) механический;
- б) тепловой;
- в) химический;
- г) микробиологический;
- д) биологический;
- е) термомеханический;
- ж) физиологический;
- з) детарический

4. Укажите, на каком свойстве корнеплодов и камней происходит их разделение в мойке ИКМ-5:

- а) на разности их масс;
- б) на разности их плотностей;
- в) на разности их размеров.

5. Укажите, с какой целью моечный винт ИКМ-5 размещен вертикально, а не наклонно?

- а) для достижения наибольшей производительности мойки;
- б) для улучшения качества отмыва корнеплодов;
- в) для сокращения расхода воды.



4. РАСЧЕТ ВАЛЬЦЕВОГО ПРЕССА С КОЛЬЦЕВОЙ ПОДВИЖНОЙ МАТРИЦЕЙ.

Исходные данные: Производительность q, Q , кг/с (т/ч); материал гранул M_r : травяная мука из люцерны- 1, овсяно-люпинная смесь -2, клевер – 3; начальная плотность материала (травяной муки и др.) ρ_0 , кг/м³; конечная плотность гранул ρ , кг/м³; диаметр гранул d , мм.; f - коэффициент трения покоя; k_n коэффициент перфорации матрицы; r/R - отношение радиуса вальца r к внутреннему радиусу матрицы R ; c – постоянный параметр, характеризующий свойства сжимаемого материала, МПа; a – параметр, зависящий от структурно-механических свойств материала; σ - допустимое напряжение разрыва для гранул.

Выбирается тип пресса, число прессующих вальцов z_s и составляется функциональная схема. Принимаем пресс с подвижной матрицей и двумя вальцами. Данные для расчета берутся из **Приложения 4**. Вариант указывается преподавателем.

Наибольшее осевое давление прессования определим по формуле:

$$P_{\max} = c \left[e^{a \cdot (\rho - \rho_0)} - 1 \right] \quad (4.1.)$$

где:

c = постоянный параметр **см. Приложение 4**;

a = параметр, зависящий от структурно-механических свойств материала,

Определим длину канала прессования:

$$L = \frac{P_{\max} \times S_0}{f_{cm} \times \xi \times P_{yn} \times \Pi_k} \text{ м.} \quad (4.2.)$$

Принимаем $L = \dots$ м. - круглое число.

где $S_0 = \frac{\pi \times d^2}{4}$ м² - площадь поперечного сечения канала;

$\xi = 0,4$ – коэффициент бокового распора;

$P_{yn} = 0,3 \times P_{\max}$ Па – давление на упоре;

$\Pi_k = \pi d$, м – периметр канала прессования.

Определим суммарную площадь рабочей поверхности матрицы:

$$S_m = \frac{q \times t_{обp}}{k_n \times L \times C \times \rho} \text{ м}^2, \quad (4.3.)$$

где $t_{обp} = 17$ с – время пребывания монолита в канале прессования (по опытным данным);

$C = 1,1$ – коэффициент, учитывающий расширение монолитов после выхода из каналов.

Число каналов прессования

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$Z_0 = S_m / S_0 \quad (4.4.)$$

Выбираем из **таблицы 5, Приложение 4** отношение $\lambda = r/R$

Принимаем высоту цилиндра матрицы равной $H_m = d \times 4 \times 0.92 / k_n$,

М

(из расчета расположения отверстий $\varnothing d$, м в четыре ряда).

Полная внутренняя поверхность матрицы

$$S_n = S_m / k_n, \text{ м}^2. \quad (4.5.)$$

Внутренний радиус матрицы найдем из уравнения

$$S_n = 2 \times \pi \times R \times H_m; \quad (4.6.)$$

$$R = \frac{S_n}{2\pi \times H_m}, \text{ м}. \quad (4.7.)$$

Принимаем $R = \dots$ мм. – целое число

Радиус вальца найдем по выражению:

$$r = \lambda \times R, \text{ м}. \quad (4.8.)$$

Сила трения, возникающая при движении монолита по каналу

$$F_{mp} = f_{cm} \times \xi \times \Pi_k \times P_{max} \times L, \text{ кН}. \quad (4.9.)$$

Определим среднюю скорость перемещения монолита по каналу прессования

$$v_{cp} = \frac{L}{t_{об}}, \text{ м/с, (мм/с)}. \quad (4.10.)$$

Определим частоту вращения матрицы по условию

$$n_{min} < n_m < n_{max}. \quad (4.11.)$$

Минимальная угловая скорость матрицы из условия захвата материала

$$\omega_{min} = \sqrt{\frac{q}{R \times \sin \varphi}} \text{ с}^{-1}, \quad (4.12.)$$

где $\varphi = \arctg f$ – угол трения материала о поверхность вальца;

$$n_{min} = \frac{30 \times \omega_{min}}{\pi} \text{ мин}^{-1}. \quad (4.13.)$$

Максимальную частоту вращения матрицы определим из условия прочности гранул при растяжении от центробежных сил

$$\omega_{max} = \sqrt{\frac{\sigma}{d \times R_n \times \rho}} \text{ с}^{-1}, \rightarrow n_{max} = \dots \text{ мин}^{-1}. \quad (4.14.)$$

где σ – допустимое напряжение разрыва (для гранул травяной муки);

$$R_n = R + L = 0,42 \text{ м} – \text{наружный радиус матрицы};$$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

d - диаметр гранул;

ρ - конечная плотность гранул.

Принимаем $n_m = \dots$ мин⁻¹. Уточнить по n_m остальные параметры пресса.

Определим мощность на процесс прессования:

$$N_{np} = F_{mp} \times v_{cp} \times Z_u \text{ кВт}, \quad (4.15.)$$

где Z_u - число каналов, в которых одновременно идет прессование, т. е. на дуге зоны захвата;

$$Z_u = \frac{Z_0 \times Z_\epsilon \times \alpha}{360}, \quad (4.16.)$$

где $Z_\epsilon = \dots$ - число прессующих вальцов;

$$\alpha = \frac{\varphi}{1 - r/R}. \quad (4.17.)$$

Определим мощность электродвигателя на привод пресса (без учета привода обслуживающих механизмов):

$$N = \frac{N_{np} + N_{x.x.}}{\eta_{mp} \times \eta_{дв}} \quad (4.18.)$$

где $N_{x.x.}$ - мощность холостого хода;

$\eta_{mp}, \eta_{дв}$ – КПД трансмиссии и электродвигателя при нормальной нагрузке.



5. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ УДАЛЕНИЯ НАВОЗА ИЗ ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЙ.

5.1. Расчет основных параметров скребкового транспортера для удаления навоза из животноводческих помещений.

Скребковый транспортер представляет собой установку, предназначенную для уборки навоза из животноводческих помещений и погрузки его в транспортные средства. Она состоит из горизонтального транспортера поз.1 осуществляющего удаление навоза из навозных каналов, и наклонного транспортера, который загружает навоз в транспортное средство для вывоза его в навозохранилище (рис.5.1.) В данных методических указания рассматривается расчет основных параметров горизонтального транспортера.

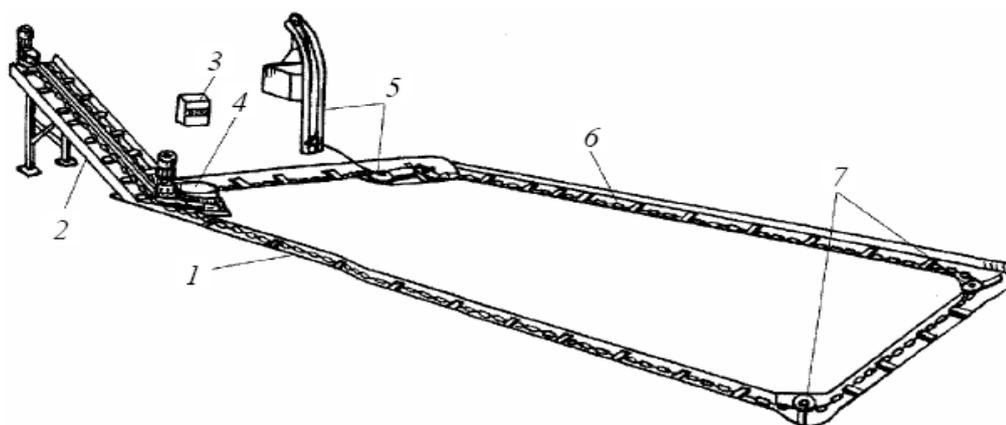


Рис. 5.1 Скребковый транспортер

1- Горизонтальный транспортер, 2- наклонный транспортер, 3- сборник, 4- моторная установка, 6- цепь,
7 – натяжные звездочки.

Определяющим параметром транспортера является его производительность, которую можно оценить двумя способами, а именно, с точки зрения выполнения технологического процесса и на основании конструктивных параметров самого транспортера.

Данные для расчета берутся из **Приложения 5А**. Вариант указывается преподавателем.

Расчет производительности транспортера Q (т/час) из условия необходимости удаления всей массы навоза, накопившейся в навозных



каналах:

$$Q = \frac{qm}{k_{y\delta} T_u 1000} \quad (5.1)$$

где: q – суточный выход навоза на одну голову, кг;
 m – количество животных, обслуживаемых данным транспортером;
 $k_{y\delta}$ – количество включений транспортера для удаления навоза в течении суток;
 T_u – время удаления навоза за одну уборку в соответствии с расписанием на ферме, ч.

Расчет производительности транспортера при известных конструктивных параметрах сборочных единиц ведется по формуле:

$$Q = 3,6 \cdot V \cdot \rho \cdot V_u \cdot S, \quad (5.2)$$

где: V – объем навоза, перемещаемый одним скребком, м³;
 ρ – плотность навоза, кг/м³;
 V_u – скорость движения цепи, м/с;
 S – шаг установки скребков, м.

Шаг установки скребков определяется из зависимости:

$$S = (6 \div 8) h_c \quad \text{где } h_c \text{ – высота скребка.}$$

Задаемся значением $h_c = 0,12$ м. Отсюда определяем S . Определяем V по формуле.

$$V = \frac{l_1 + l_2}{2} \cdot h_c \cdot b_c \quad (5.3)$$

где l_1 и l_2 – величина верхнего и нижнего оснований призмы волочения, м;

$$l_2 = S; \quad l_1 = S - h_d / \operatorname{tg} \varphi;$$

φ – угол внутреннего трения;

b_c – ширина скребка, м;

$$b_c = (2 \div 5) h_c$$

Выражение (5.2) содержит неизвестные параметры, поэтому им можно воспользоваться только для проверки. Расчет скребкового транспортера ведется в следующем порядке.

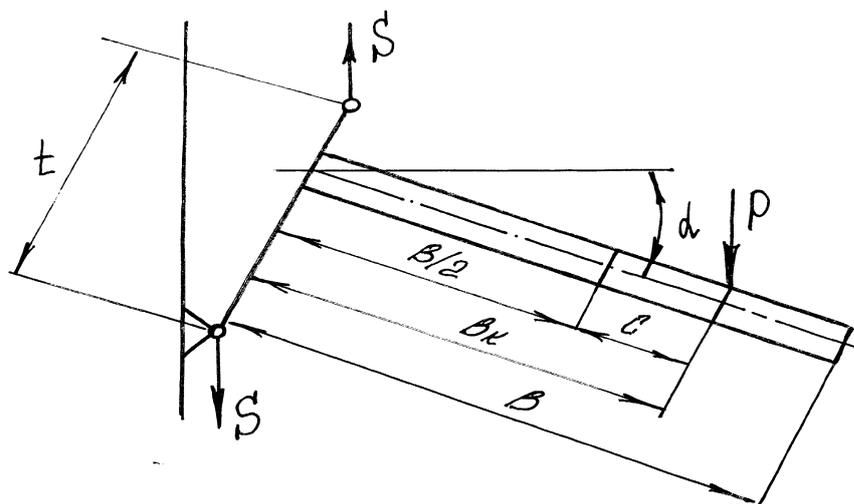


Рис. 5.2. Основные параметры скребка.

Определяем производительность транспортера по формуле (5.1) и подставляем полученное значение в формулу (5.2), что позволяет рассчитать скорость перемещения цепи транспортера:

$$V_y = \frac{Q \cdot S}{3.6 \cdot V \cdot \rho} \quad (5.4)$$

Мощность на привод скребкового транспортера определяется из зависимости:

$$N = \left(\frac{q_2 \cdot L_t \cdot V_c \cdot f_1}{102} \pm \frac{q_2 \cdot H \cdot V_c}{102} + \frac{2q_0 L_t \omega_1 V_c}{102} \right) \frac{1}{\eta}, \quad (5.5)$$

где q_2 - нагрузка на единицу длины транспортера, кг/м,

$$q_2 = \frac{Q}{3.6 \cdot V_y}; \quad (5.6)$$

L_c - длина транспортера, м;

V_c - скорость перемещения цепи транспортера, м/с;

f_1 - коэффициент рения навоза о материал желоба;

H - высота подъема корма, м;

q_0 - погонный вес цепи со скребками, кг/м;

ω_1 - коэффициент сопротивления движущейся части транспортера (для безроликовых цепей $\omega_1 = 0,15 \div 0,2$; для роликовых $\omega_1 = 0,1 \div 0,12$)

η - к.п.д. привода транспортера.

В уравнении (5.5) первый член суммы в скобках – мощность на перемещение груза по длине транспортера, второй – на перемещение груза вверх (+) или вниз (-), третий – мощность холостого хода.

Величины горизонтальной и вертикальной составляющих сил, действующих на скребок, определяются из эмпирических зависимостей:

$$P_g = 0.331 \cdot e^{-0.58\alpha} \cdot \sin(4.3\alpha + 100^\circ) h_c^2 f_1 b_c \cdot tg^4 \left(45 + \frac{\alpha}{2} \right) tg^{2.5}(\varphi_c) \quad (5.7)$$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$P_2 = 25.8 \cdot e^{-1.6\alpha} h_c^{1.25} \rho b_c \cdot h_c^{0.75} \operatorname{tg}^{2.5}(\varphi) \cdot \operatorname{tg} \varphi_c \quad (5.8)$$

Здесь α – угол отклонения скребка от вертикали (не более 60°) в град., для показателей степени в рад.;

φ – угол внутреннего трения вола, град.;

φ_c – угол трения навоза о плоскость скребка, град.;

$$\alpha = 0,5(90 + \varphi + \varphi_c + \arcsin \frac{\sin \varphi_c}{\sin \varphi}).$$

5.2. Расчет основных параметров пневмотранспортной установки для удаления навоза.

Пневмотранспортная установка предназначена для удаления навоза из животноводческих помещений. Пневмотранспорт позволяет исключить все промежуточные операции уборки навоза и автоматизировать процесс очистки.

Пневмотранспортер имеет загрузочную горловину и нагнетатель (ресивер), обеспечивающий необходимое давление в транспортном трубопроводе. Основным рабочим органом является компрессор, нагнетающий воздух в ресивер.

Данные для расчета берутся из **Приложения 5Б**. Вариант указывается преподавателем.

Полезный объем нагнетателя можно определить по формуле:

$$V = \frac{q \cdot m}{\rho_n \cdot k \cdot n} \quad (5.9)$$

где q – суточный выход навоза на одно животное, кг;
 m – количество животных в животноводческом помещении;

ρ_n – плотность навоза, кг/м³;

k – количество чисток коровника в сутки;

n – количество продувок за одну чистку.

Полный объем нагнетателя находится из зависимости

$$V_n = (1.2 \div 1.3)V \quad (5.10)$$

Потери давления при движении навоза на различных участках навозопровода следующие:

На разгонном участке

$$P_n = \frac{\rho_n l_n V_{cp}}{qt_p} \quad (5.11)$$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

где: l_n - протяженность транспортируемой пробки, м;
 V_{cp} - скорость транспортирования, м/с;
 q - ускорение силы тяжести, м/с²;
 t_p - время разгона;

$$l_n = \frac{V}{S} = \frac{4V}{\pi \cdot d^2} \quad (5.12)$$

где: S - площадь поперечного сечения навозопровода, м²;
 d - диаметр навозопровода, м.

На горизонтальном участке

$$P_2 = f \cdot \rho_n \cdot l_2 \cdot n_2 \quad (5.13)$$

где: f - коэффициент трения навоза о трубопровод;
 l_2 - длина горизонтального участка трубопровода, м;
 n_2 - количество горизонтальных участков.

На вертикальном участке

$$P_e = (1 + f) \rho_n l_e n_e \quad (5.14)$$

где: l_e - длина вертикального участка трубопровода, м;
 n_e - количество вертикальных участков.

На криволинейном участке

$$P_k = f_k \cdot \rho_k \frac{l_k \cdot V_{cp}^2}{q \cdot R_k} n_k \quad (5.15)$$

где: l_k - длина дуги криволинейного участка;
 R_k - радиус кривизны на криволинейном участке, м;
 n_k - количество криволинейных участков.

Суммарные потери давления при движении навоза по всему навозопроводу

$$\Sigma P = P_n + P_2 + P_e + P_k \quad (5.16)$$

Потери давления при движении сжатого воздуха по навозопроводу

$$\Delta P = \lambda \frac{l V_{cp}}{d 2q} \rho_1 \quad (5.17)$$

где: λ - коэффициент гидравлического трения;
 ρ_1 - плотность воздуха, кг/м³.

Плотность воздуха при давлении $P_1 = 3,16 \cdot 10^4$ мПа и $T^\circ = 293^\circ K$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT^\circ} \quad (5.18)$$

где: R - газовая постоянная, $R = 29,3 \text{ мПа} \cdot \text{м}^3 / K^\circ$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Число Рейнольдса

$$R_e = \frac{V_{cp} d}{\nu} \quad (5.19)$$

где ν - коэффициент кинематической вязкости, $\nu = 15.7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при $t = 293^\circ \text{ К}$

Коэффициент гидравлического трения

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{K_e}{\alpha} + \frac{68}{R_e} \right)^{0,25} \quad (5.20)$$

где K_e - эквивалентная шероховатость труб, $K_e = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Потеря давления на местных сопротивлениях

$$\Delta P_{mc} = \sum \xi \frac{V_{cp}^2}{2g} \rho_1 \quad (5.21)$$

где $\sum \xi$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений для расчетного участка;

$$\sum \xi = \xi_1 n_2 + \xi_2 n_k \quad (5.22)$$

ξ_1 и ξ_2 - коэффициенты местных сопротивлений для внезапного сужения и криволинейных участков, $\xi_1 = 0,35$; $\xi_2 = 0,3$

Рабочее давление в навозопроводе

$$P_p = \sum P_n + \Delta P + \Delta P_{mc} \quad (5.23)$$

Для обеспечения необходимого расхода воздуха компрессором с рабочим давлением $P_{ком}$ и производительностью $G_{ком}$ при нормальных условиях потребуется ресивер объемом

$$V_{pec} = \frac{(G - G_{ком}) \cdot t \cdot R \cdot T^o}{P_{ком} - P_p} \quad (5.24)$$

где t - время транспортирования, с.

При скорости $V_{cp} = 2 \text{ м/с}$ время транспортирования будет

$$t = \frac{l}{60 \cdot V_{cp}} \quad (5.25)$$

5.3. Расчет штангового транспортера.

Штанговый транспортер предназначен для механизированной уборки навоза из животноводческих помещений и погрузки его в транспортные средства.

Основные узлы транспортера типа ТШ-30А: штанги со скребками, приводная цепь со скребками, соединительная цепь, поворотное устройство, привод штангового устройства и наклонный транспортер. Данные для расчета берутся из **Приложения 5В**. Вариант указывается преподавателем.



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

В принципе любой штанговый транспортер-это стержень с сечением в виде уголка, трубы и т.д. к которому шарнирно крепятся скребки, отклоняющиеся в одну сторону.

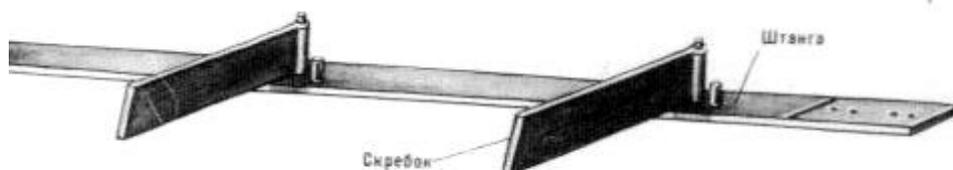


Рис. 5.3. Штанговый транспортер.

При выполнении рабочего хода скребки располагаются под прямым углом и продвигают порцию на расстояние, равное ходу штанги. При холостом ходе скребки отклоняются к штанге. Ход штанги должен обеспечить разворот скребка в рабочее положение, т.е. должно быть соблюдено условие:

$$S > t_c + \Delta l \quad (5.26)$$

где: t_c - шаг скребка

Δl - длина пути перехода скребка из нерабочего положения в рабочее (рис.5.4)

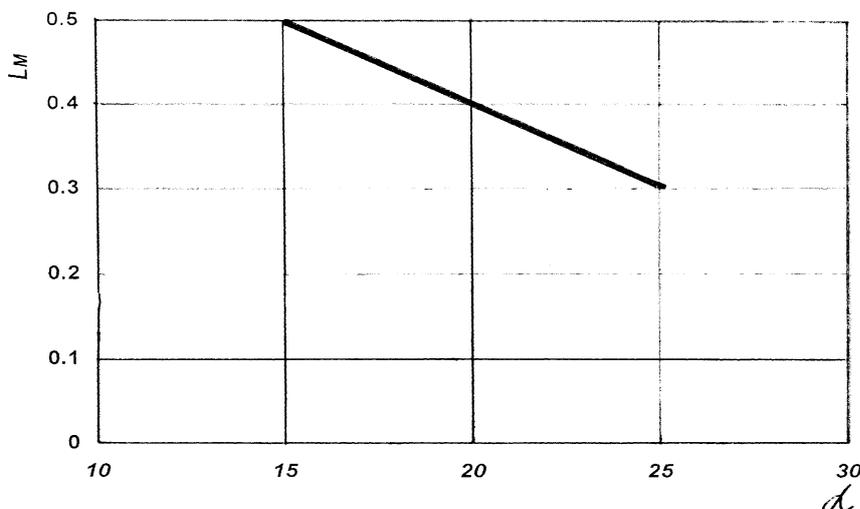


Рис.5.4. Зависимость длины пути перехода скребка в рабочее положение Δl от угла его постановки к штанге α .

Для выбора оптимальной величины угла наклона скребка к штанге (Рис. 5.4) необходимо выявить характер влияния его на производительность транспортера.

Площадь поперечного сечения груза зависит от величины основания призмы волочения (Рис. 5.5).

$$m' = \frac{m + n}{2} \quad (5.27)$$

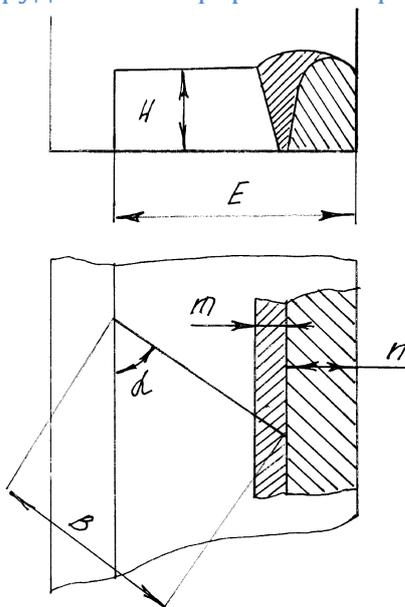


Рис. 5.5. Влияние угла α на процесс формирования призмы волочения.

Рабочая ширина желоба транспортера E

$$E = B \sin \alpha + m_{cp} \quad (5.28)$$

Отсюда

$$m_{cp} = E - B \sin \alpha \quad (5.29)$$

Следовательно, чтобы увеличить рабочую ширину, необходимо уменьшить угол α . Оптимальное значение угла $\alpha = 17-20$.

Шаг скребков t_c необходимо выбирать в зависимости от длины нижнего основания l_2 призмы волочения (рис.5.6)

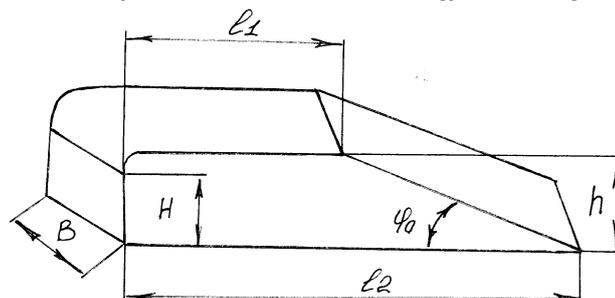


Рис.5.6. Схема призмы волочения

$$l_2 = l_1 + \frac{h}{\operatorname{tg} \varphi_0} \quad (5.30)$$

Где: l_1 -длина верхнего основания призмы волочения;
 h -высота призмы волочения;
 φ_0 -угол естественного откоса при движении.

Отсюда шаг скребков $t_c > l_2$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$\text{Рекомендуемое соотношение} \quad \frac{H}{B} = 0,20 - 0,25$$

Скорость движения транспортера выбирают в пределах

$$v_{\min} = 0,2 - 0,4 \text{ м/с}$$

Время цикла на удаление навоза из одной канавки

$$T_{\text{ц}} = \frac{z}{60n} = \frac{l}{60nS} \quad (5.31)$$

Где: z - число рабочих ходов;

l - длина желоба;

n - число двойных ходов штанги (в минуту).

Для транспортеров с вертикальным расположением осей подвески скребков производительность определяется по формуле

$$Q = 0,36K_1K_2H^2\gamma_n v_{\text{шт}} \quad (5.32)$$

где: H - высота скребков;

$v_{\text{шт}}$ - скорость штанги;

ΔH - объёмный вес навоза;

K_1 - коэффициент, учитывающий соотношение между размерами скребка и

ходом штанги (1,4-1,5);

K_2 - коэффициент пропорциональности (для навоза 19-25)

Высоту скребка определяют по формуле

$$H = \sqrt{\frac{Q}{3,6K_1K_2H^2\gamma_n v_{\text{шт}}}} \quad (5.33)$$

Для транспортеров с горизонтальным расположением осей подвески скребков:

$$Q = 3,6K_3K_4H^2\gamma_n v_{\text{шт}} \quad (5.34)$$

Где K_3, K_4 - коэффициенты, соответствующие коэффициентам K_1 и K_2

($K_3 = 0,8-1,2, K_4 = 3-5$);

$$H = \sqrt{\frac{Q}{3,6K_3K_4H^2\gamma_n v_{\text{шт}}}} \quad (5.35)$$

Если поперечный транспортер находится в центре коровника, то производительность его в два раза выше.

Для транспортеров с вертикальным расположением осей подвески скребков приняты следующие соотношения параметров: длина скребков- $b = (6-8)H$; расстояние между скребками- $a = (12-13)H$; ход штанги $S = 2a$.



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$g = (6 - 8)K_2H^3\gamma_n \quad (5.36)$$

g - вес груза, который может перемещаться этими скребками

Для транспортеров с горизонтальным расположением осей подвески скребков:

$$B = (1,4-1,6)H; \quad a = (4,5-5)H; \quad S = (7-8)H,$$

Вес груза, транспортируемого таким скребком

$$g = (1,4 - 1,6)K_4H^3\gamma_n \quad (5.37)$$

Коэффициент полезного действия можно определить по формуле

$$\eta_m = \frac{f_0 Q}{f'_0 Q + 8gmf_1 l} \quad (5.38)$$

Где gm - погонный вес штангового транспортера.

Работа транспортёра определяется по формуле

$$A_{ум} = 2[n_1 n_3 + n_1^2 - 1 - 2 - 3 - \dots - (n_1 - 1)]fga^2 + 4(n_1 + n_3)a^2 F_{3ум}$$

где a - расстояние между скребками;

$F_{3шт}$ - силы трения на холостом ходу.

5.4. Расчет скреперной установки.

Канатно-скреперные установки применяются для механической транспортировки навоза из животноводческих помещений и подачи его в навозосборник или транспортные средства.

Канатно-скреперная установка имеет следующие основные узлы: скреперы, тросы, приводную станцию, направляющие натяжные ролики, механизм автоматического переключения электродвигателей. Данные для расчета берутся из **Приложения 5Г**. Вариант указывается преподавателем.

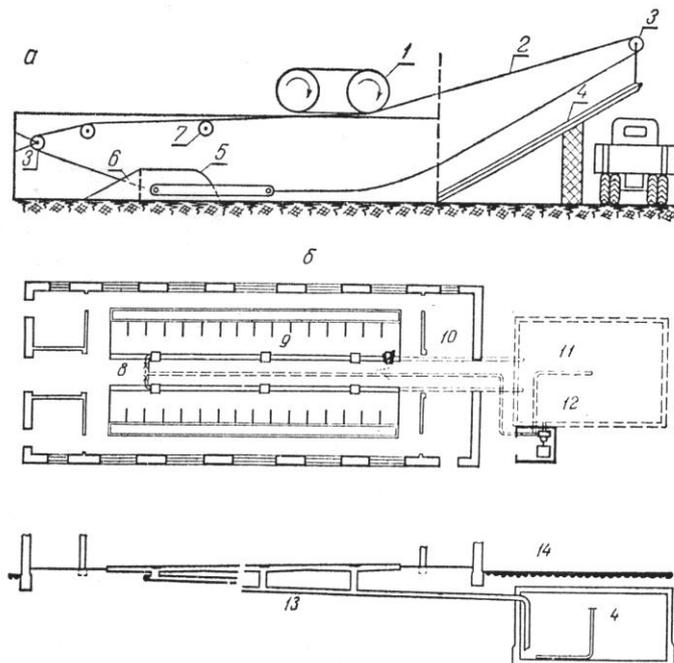


Рис. 5.7. Схема установок для удаления навоза из коровника:

а – тростово-скреперной, б – гидросмывной, 1 – ведущие барабаны, 2 – трос, 3 – конечные ролики, 4 – навозоприемник, 5 – скрепер емкостью 1 м³, 6 – хвостовик, 7 – поддерживающие ролики, 8 – навозная канавка, 9 – стойла, 10 – вспомогательное помещение, 11 – смесительный трубопровод, 12 – фекальный насос, 13 – самотечный канал, 14 – площадка.

Производительность скреперной установки можно определить по формуле:

$$Q = \frac{G \cdot \psi}{T_{\text{ц}}} \quad (5.39)$$

где: G – расчётная мощность скрепера;

ψ – коэффициент заполнения;

$T_{\text{ц}}$ – время одного цикла;

Время цикла определяется из выражения

$$T_{\text{ц}} = \left(\frac{2l}{v_{\text{ср}}} + T_{\text{упр}} \right) \frac{1}{60}, \quad (5.40)$$

где l – длина навозной канавки;

$v_{\text{ср}}$ – средняя скорость скрепера;

$T_{\text{упр}}$ – время на управление и перемену хода.

Потребляемая мощность электродвигателей для привода скреперной установки определяется из выражения

$$N = \frac{F_c v_{\text{ср}}}{102\eta} \quad (5.41)$$



где: F_c – полное сопротивление движению скрепера;

η – к.п.д. привода.

5.5. Расчет шнекового транспортера для уборки навоза.

Данные для расчета берутся из **Приложения 5Д**. Вариант указывается преподавателем.

Шнековый транспортер применяется для уборки жидкого навоза из животноводческих помещений. Если сделать ряд допущений, то для тихоходного наклонного шнека формула производительности примет вид:

$$Q = 60V_n \cdot n \cdot \gamma \cdot K_v \quad (5.42)$$

где: V_n – объем последней ячейки перед одной выгрузкой, заполненной навозом, м^3 ;

n – число оборотов шнека в минуту, мин^{-1} ;

γ – объемный вес, $\text{кг}/\text{м}^3$;

K_v – коэффициент, учитывающий на какую часть шага шнека поведется порция материала за один оборот (0,60-0,95).

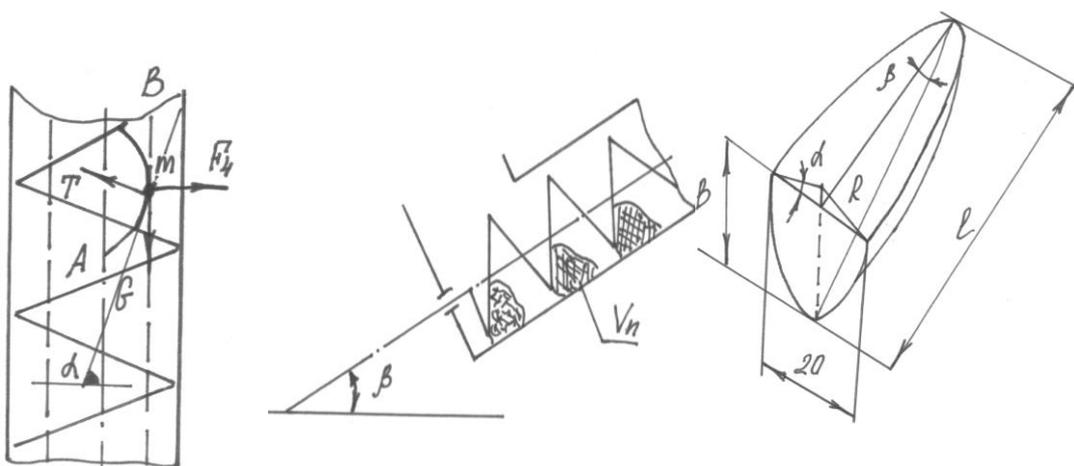


Рис. 5.8. К определению производительности шнека.

Объем порции материала (Рис. 5.8) с некоторым допущением можно принять равным объему отрезка цилиндра

$$V_n = \frac{1}{8} D^3 \operatorname{ctg} \beta \left(\sin \alpha - \frac{\sin^3 \alpha}{3} - \alpha \cos \alpha \right) \quad (5.43)$$

Угол находится в пределах 60-90 . Если обозначить выражение в скобках через θ , то для указанных интервалов θ , значение будет равно 0,57-0,67. Подставляя значение в формулу производительности, получаем окончательно

$$Q = 7,5D^3 \cdot n \cdot \operatorname{ctg} \beta \cdot K \quad (5.44)$$

где $K = K_\alpha \cdot K_v = 0,35-0,65$.

В скоростном вертикальном шнеке (Рис. 5.7) на элементарную частицу действуют силы: тяжести, реакция остальной массы и центробежная сила

$$F_{ц} = m\omega_b^2 R \quad (5.45)$$

Проектируя эти силы на касательную к $B_m A$ (кривая перемещения частицы), находим величину угла

$$\alpha = \arctg \frac{R \sin^2 b}{9000} \quad (5.46)$$

Мощность электродвигателя определяется по формуле:

$$N = \frac{Q \cdot h}{1000 \cdot \eta} \quad (5.47)$$

где h – высота подъема продукта.

Зная скорость и площадь поперечного сечения слоя транспортируемой массы, производительность определяем из выражения:

$$Q = 3600 \cdot S_m \cdot v_\alpha \cdot \gamma \quad (5.48)$$

Где: v_α – в общем случае можно принять равной $v_\alpha = \frac{S_n}{60} \psi_v$, ψ_v – коэффициент потери скорости.

Площадь поперечного сечения

$$S_n = 0,25 \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot \psi_H, \quad (5.49)$$

где: ψ_H – коэффициент наполнения;

D - диаметр шнека;

d - диаметр вала шнека.

Окончательно получаем

$$Q = 47,1 \cdot (D^2 - d^2) S_n \gamma \psi_v \psi_H \quad (5.50)$$

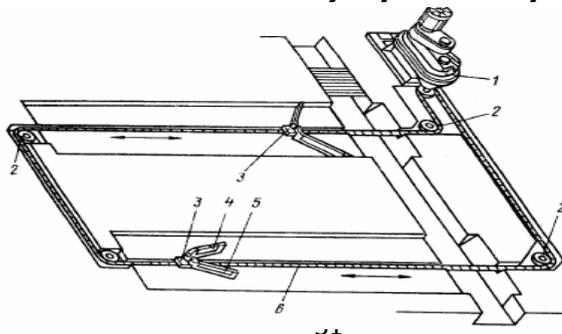
Опорные вопросы:

1. Для удаления навоза при беспривязном содержании коров применяется установка:

1.1. УС-15; 1.2 ТСН-160; 1.3. ТСН-3Б; 1.4. УТН-10; 1.5. ТС-1.

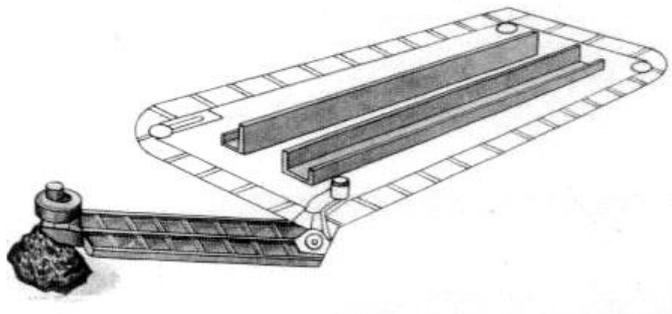
2. На рисунке показана схема навозоуборочного транспортера марки:

- 1) УС-15
- 2) ТСН-160
- 3) УТН-10
- 4) НПК-30
- 5) ТС-1



(Нужное подчеркнуть)

3. Определите тип устройства, основные рабочие органы и принцип работы



4. Натяжение горизонтальной цепи навозоуборочного транспортера ТСН-160 регулируется:

1.1. грузом массой 100-120 кг на кронштейне; 1.2. изменением длины цепи; 1.3. перемещением приводной станции; величиной сжатия демпферной пружины.

(Нужное подчеркнуть)

5. Опишите работу установки представленной на рисунке 5.7.

6. Дайте расшифровку сил вертикального шнекового транспортера представленного

на рисунке 5.8.

7. Перечислите основные способы переработки навоза в органические удобрения.

1 – Хранение в резервуарах, сушка;

2 – Гомогенизация, разделение на фракции, компостирование, хранение в штабелях, метановое сбраживание;

3 – Обезвоживание, хранение в навозосборниках.

8. Укажите минимальную влажность навозной массы в каналах при самотечном способе ее удаления.

1 – 78...80%;

2 – 87...88%;

3 – 92...95%.

9. Произведите ранжирование видов подстилочного материала по степени влагопоглощения (от мин. к макс.).

1 – Опилки, солома, торф; 2 – Солома, опилки, торф; 3 – Опилки, торф, солома.

10. Укажите область применения мобильных средств удаления навоза.

1 – Коровники с привязным и беспривязным боксовым содержанием, птичники с напольным содержанием, выгульные площадки, овчарни;

2 – Коровники с привязным содержанием, птичники с напольным содержанием, свинарники-откормочники;

3 – Коровники с беспривязным боксовым содержанием, выгульные площадки, свинарники-маточники, летние лагеря для свиней, овчарни.

11. Укажите, какие технические средства или гидравлические способы применяют для удаления твердого подстилочного навоза крупного рогатого скота?

1 – Скреперные установки, отстойно-лотковый способ;

2 – Скребковые конвейеры кругового движения, винтовые конвейеры;

3 – Тракторы с бульдозерной навеской, рециркуляционный способ.

12. Укажите, какой тяговый орган применен в навозоуборочном конвейере ТСН-160А?

1 – Замкнутая круглозвенная неразборная калиброванная цепь якорного типа;

2 – Замкнутая система цепей якорного типа и штанг;

3 – Замкнутая кованая цепь.



13. Укажите основные признаки, относящиеся к самотечному способу удаления навоза.

- 1 – Канал прямоугольного сечения, выход из канала закрыт шибером, навоз удаляют периодически по мере накопления;
- 2 – Канал прямоугольного сечения, выход из канала открыт, навоз удаляется из канала непрерывно;
- 3 – Канал прямоугольного сечения перекрыт решетчатым настилом, навоз удаляется один раз в день.

14. Укажите, при каком способе удаления получают навоз наибольшей влажности?

- 1 – При самотечном способе;
- 2 – При лотково-отстойном способе;
- 3 – При лотково-смывном способе.

15. Укажите область применения цепочно-скребковых конвейеров для удаления навоза.

- 1 – В производственных помещениях для содержания всех видов животных и птицы;
- 2 – В производственных помещениях для содержания всех видов животных и птицы за исключением овчарен;
- 3 – В производственных помещениях для содержания всех видов животных и птицы за исключением птичников.

16. Укажите, какая часть объема навозного канала, в котором размещается навозоуборочный конвейер типа ТСН, может быть заполнена навозом?

- 1 – 0,5; 2 – 0,75; 3 – 0,95.

17. Укажите наиболее эффективный способ переработки подстилочного навоза в штабелях.

- 1 – Холодный; 2 – Горяче-прессованный; 3 – Рыхлый.

18. Укажите средства, применяемые для удаления навоза из родильных отделений молочных ферм.

- 1 – УС-170, ТС-1; 2 – Самотечный способ; 3 – КСН-100, ТСН-160А.

19. Укажите, удобрительная ценность какого вида навоза является наиболее высокой?

- 1 – Твердого подстилочного навоза;
- 2 – Полужидкого навоза;
- 3 – Жидкого навоза.

20. Укажите, какие условия необходимы для биотермической переработки навоза?

- 1 – Наличие органического вещества, положительная температура окружающего воздуха, влажность навоза 65...70%, присутствие кислорода воздуха;
- 2 – Наличие органического вещества, плотность навоза 900...950 кг/м³, присутствие кислорода воздуха;
- 3 – Положительная температура окружающего воздуха, влажность 65...70%, длительность 2...4 месяца, высота слоя 2,5...3,0 м.

21. Укажите характерные признаки, соответствующие установке УС-170?

- 1 – Канатно-скреперная установка для удаления навоза, размещают в закрытых каналах, применяют на свиноводческих фермах;
- 2 – Канатно-скреперная установка для удаления навоза, размещают в открытых кана-



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

лах, применяют в коровниках;

3 - Канатно-скреперная установка для удаления навоза, размещают в подпольных хранилищах коровников.

22. Укажите, какие технические средства и гидравлические способы применяют для удаления навоза при боксовом и комбибоксовом содержании крупного рогатого скота?

1 – Конвейеры ТСН-160А или гидравлические способы со щелевыми полами;

2 – Скреперные установки ТС-1 или самотечный способ;

3 – Скреперные установки УС-170 или лотково-отстойный способ.

23. Укажите, какой из нижеперечисленных гидравлических способов удаления навоза требует меньшего расхода воды?

1 – Лотково-отстойный; 2 – Лотково-смывной; 3 – Самотечный.

24. Укажите недостатки, присущие мобильным средствам удаления навоза.

1 – Большое суммарное сопротивление перемещению бульдозерной навески, ухудшение микроклимата в помещении;

2 – Необходимость применения воздушных тепловых завес на воротах, эффективность очистки навозных проходов 70...80%, удаление навоза в отсутствие коров, толщина слоя бетона не менее 18 см;

3 – Ширина проездов 2,2...3,0 м, коэффициент заполнения ковша 0,5...0,9, стрессовые ситуации для коров.

25. Укажите, какой должна быть кратность удаления навоза из коровников цепочно-скребковыми конвейерами кругового движения?

1 – 1-2 раза;

2 – 3-4 раза;

3- 5-6 раз.

26. Укажите, какой может быть длина каналов для удаления навоза самотечным способом?

1 – 15...20 м;

2 – 25...40 м;

3 – 40...60 м.



6. РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЕЙ.

6.1. Расчет и обоснование основных размеров смесителей для двухкомпонентных кормов.

Исходные данные: Диаметр шнека D , м; диаметр вала шнека d , см; длина шнека L , м; радиальный зазор λ , мм; шаг витков S , м; плотности смешиваемых материалов γ_1, γ_2 , кг/м³; производительности поступления компонентов в смеситель Q_1, Q_2 , кг/с; коэфф. заполнения смесителя ψ ; угол наклона истинного пути частиц материала относительно образующей кожуха $\xi, ^\circ$; угол подъема наружной кромки витка α_1 , град.; коэффициент трения движения перемещаемого материала о кожух, φ ; угол наклона шнека к горизонту, β , град.

Угол естественного откоса транспортируемого материала, φ , град.; угол подъема наружной кромки витка, α_0 , град.; эмпирический коэффициент, w_0 . Данные для расчета берутся из **Приложения 6А**.

Расчет смесителя

Средневзвешенная насыпная масса смеси для расчетов параметров шнека смесителя

$$\gamma_0 = \frac{\gamma_1 \times Q_1 + \gamma_2 \times Q_2}{Q_1 + Q_2}, \quad (6.1)$$

где γ_1, γ_2 - насыпная масса компонентов, кг/м³;

Q_1, Q_2 - производительность, с которой поступают компоненты в смеситель, кг/ч;

$Q = Q_1 + Q_2$ - производительность смесителя, кг/ч.

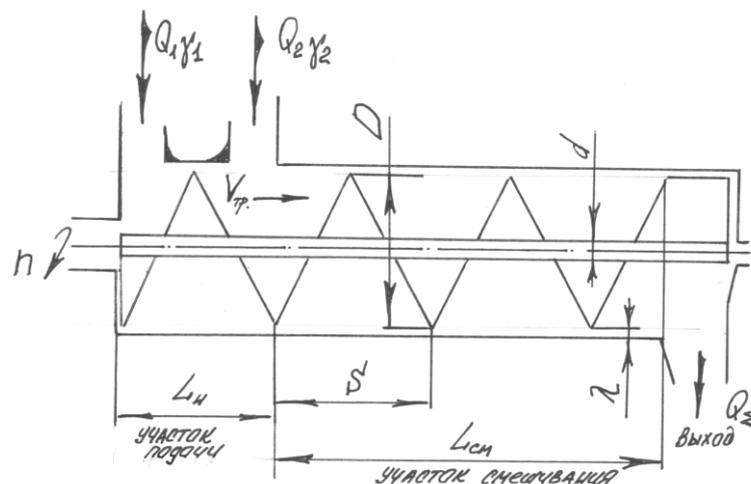


Рис. 6.1 Схема смесителя.

Частота вращения шнека

$$n = \frac{Q}{47,1 \left[(D + 2\lambda)^2 - d^2 \right] \times S \times \Psi \times \gamma}, \quad (6.2)$$

где Ψ - коэффициент заполнения шнека, (см. табл.).

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Значение коэффициента Ψ заполнения выбирается по справочной литературе в зависимости от вида смешиваемых материалов **Приложение 6А**.

Расчет потребной мощности смесителя

$$N = (N' + N'') \times W_0, \quad (6.3)$$

где W_0 - эмпирический коэффициент;

N' - мощность, потребляемая на преодоление трения, кВт;

N'' - мощность, требуемая на подъем материала, кВт.

Количество материала, находящегося внутри шнека во время вращения:

$$G = \frac{\pi}{4} [(D + 2\lambda)^2 - d^2] \times L \times \Psi \times \gamma, \text{ кг} \quad (6.4)$$

Скорость движения материала вдоль образующей кожуха:

$$V_1 = \frac{Q \times L}{G \times 3600}, \quad (6.5)$$

Абсолютная скорость движения материала внутри кожуха шнека:

$$V = \frac{V_1}{\cos \xi}, \quad (6.6)$$

где ξ - угол наклона истинного пути частиц материала внутри шнека относительно образующей кожуха (для продуктов помола $\xi = 75-80^\circ$);

Окружная скорость материала по стенке кожуха:

$$V_3 = V_1 \times \operatorname{tg} \xi. \quad (6.7)$$

Центробежная сила, прижимающая материал к кожуху

$$P_1 = \frac{G \times V_3^2}{R}, \quad (6.8)$$

$$\text{где: } R = \frac{D}{2}.$$

Сила трения материала о кожух

$$F = f(P_1 + G \times \cos \beta \times \cos \varphi), \quad (6.9)$$

где: f - коэффициент трения движения перемещаемого материала о кожух, $f = 0.65-0.75$;

β - угол наклона шнека к горизонту, град, **Приложение 6А, табл. 17**;

φ - угол естественного откоса транспортируемого материала, **Приложение 6А, табл. 17**.

Мощность, потребляемая на преодоление трения:

$$N' = \frac{F \times V}{102} \quad (6.10)$$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Мощность, требуемая на подъем материала:

$$N'' = \frac{P_2 \times R_0 (\omega - \omega_3)}{102} + \frac{P_3 \times R (\omega - \omega_3)}{102}, \quad (6.11)$$

где: $R_0 = 0,8 \times \frac{D}{2}$ - радиус витка шнека по центру тяжести слоя материала, лежащего на нем;

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30} - \text{угловая скорость витка шнека, } \text{с}^{-1};$$

$$\omega = \frac{V_3}{R} - \text{угловая скорость материала внутри шнека, } \text{с}^{-1}.$$

Сила, требуемая на подъем материала:

$$P_2 = (G \times \sin \beta \times \text{tg}(\alpha_1 + \rho) + G \times \cos \beta \times \sin \varphi) \times g, \text{ Н}, \quad (6.12)$$

где: α_1 - угол подъема витков шнека по центру тяжести слоя перемешиваемого материала;

f - угол трения перемешиваемого материала о кожух, град;

$g = 9,81$ м/с.

$$\text{tg} \alpha_1 = \frac{S}{\pi \times 0,8D}, \quad \rho = \text{arctg} \cdot f. \quad (6.13)$$

Сила, требуемая на преодоление трения материала по витку шнека:

$$P_3 = (F \times \cos \xi \times \text{tg}(\alpha_0 + \rho) + F \times \sin \xi) \times g, \quad (6.14)$$

где α_0 - угол подъема наружной кромки витка;

$g = 9,81$ м/с.

$$\text{tg} \alpha_0 = \frac{S}{\pi \times D}. \quad (6.15)$$

Мощность, необходимая для привода смесителя с учетом КПД клиноременной передачи

$$N_p = \frac{N}{\eta}, \quad (6.16)$$

где $\eta = 0,96$ – КПД клиноременной передачи.

В соответствии с N_p и принятым способом передачи вращения от электродвигателя, принимаем тип электродвигателя по каталогу.



6.2. Расчет смесителей полнорационных кормов (для трех и более смешиваемых компонентов).

Чтобы избежать заклинивания частиц смеси между шнеком и корпусом, зазор λ устанавливают $\approx 0,5$ Дэв. Диаметр вала шнека d выбираем из конструктивных соображений. $d = 100$ мм. Шаг шнека S , для обеспечения хорошего скатывания частиц корма с витка, принимаем $0,5 D$. Данные для расчета берутся из **ПриложенияББ**.

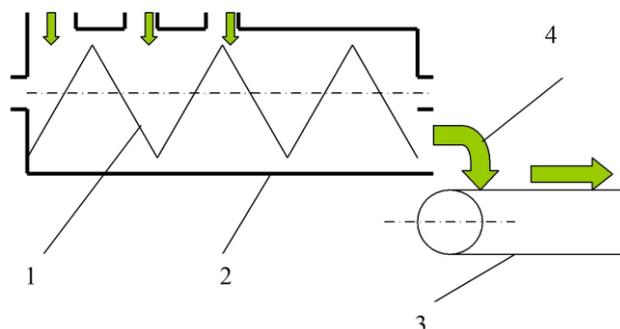


Рис. 6.2. Схема смесителя полнорационных кормов:

1 – шнек; 2 – корпус; 3 – транспортёр; 4 – полнорационные корма.

Производительность шнека Q определяется зависимостью

$$Q = \frac{\pi}{4} [(D + 2\lambda)^2 - d^2] \cdot S \cdot n \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot 60 \quad (6.17)$$

D – наружный диаметр шнека, м.

d – диаметр вала шнека, м.

S – шаг витков шнека, м.

n – частота вращения шнека, мин^{-1} .

λ – зазор между шнеком и корпусом, м.

φ – коэффициент заполнения смесителя.

γ – плотность массы, кг/м^3 .

Тогда полезное сечение шнека получим

$$\frac{\pi}{4} (D^2 - 0,01) \quad (6.18)$$

Принимаем D круглое число.

Теперь из зависимости для производительности можем рассчитать частоту вращения шнека n .

$$n = \frac{Q}{47,1[(D + 2\lambda)^2 - d^2] \cdot 0,5D \cdot \varphi \cdot \gamma} \quad (6.19)$$

Проверяем частоту вращения на отсутствие захвата и перебрасывания частиц шнеком



$$0,5g \geq \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \frac{D}{2}; \quad (6.20)$$

Условие выполняется или не выполняется.

Общую длину шнека примем $L + 1,5$ м, для размещения загрузочных патрубков.

Мощность привода $N_{прив}$

$$N_{прив} = N_{тр} \cdot W \quad (6.21)$$

где: $N_{тр}$ – мощность на преодоление сил трения в смесителе; W – коэффициент запаса мощности, в нашем случае, $W = 1,2$.

Сила $F_{тр}$ трения материала по корпусу будет

$$F_{тр} = f(P_{цб} + G \cos \psi) \quad (6.22)$$

где: f – коэффициент трения корма о кожух, $f = 0,7$; G – вес корма в смесителе, ≈ 13000 Н; ψ – угол внутреннего трения корма, $\psi = 45^\circ$; $P_{цб}$ – центробежная сила для корма,

$$P_{цб} = m\omega^2 R$$

Мощность на преодоление сил трения

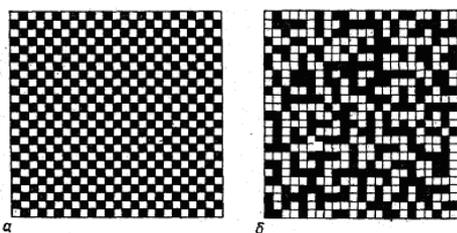
$$N_{тр} = \frac{F_{тр} \cdot V_{общ}}{102}, \quad (6.23)$$

$$V_{общ} = \frac{S}{t}$$

$$N_{прив} = N_{тр} \cdot 1,2 \text{ кВт}$$

Опорные вопросы:

1. Какое состояние полного смешения двухкомпонентной смеси относится к упорядоченному состоянию, а какое к неупорядоченному состоянию.



а – упорядоченное состояние (укладка); б – неупорядоченное состояние (смесь).

2. Формула степени однородности смеси.

а) $\Theta = \frac{100 \sqrt{\sum (B_i - B_0)^2}}{B_i} \sqrt{n-1}$ б) $\sigma_T = \pm \sqrt{\sum (x_i - \rho) \div (n-1)}$

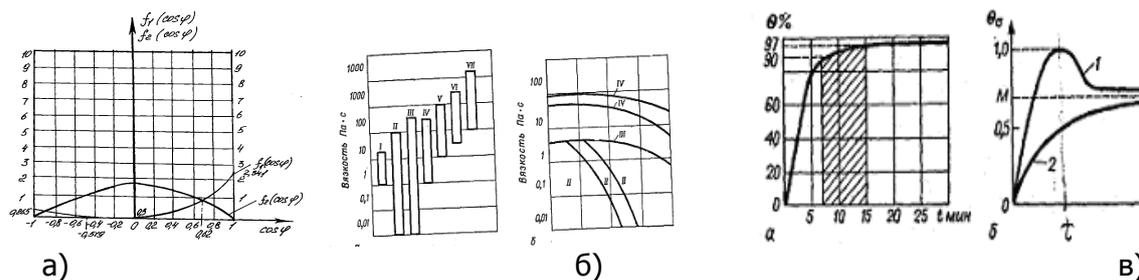
в) $P_{рез} = g_0 \cdot \Delta S \cdot \cos(\tau) \cdot (1 + f \cdot \text{tg}(\tau))$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

г) -
$$g_{одн} = g_{нач} \sqrt{\frac{2\eta K}{\xi + 1}}$$

3. Какие кривые соответствуют кинетики процесса смешивания



4. Выберите пять основных процессов, протекающих в аппарате с мешалкой.

1. Образование в массе слоя скользящих друг по другу плоскостей - срезающее смешивание.
2. Перемещение групп частиц из одного положения в другое - конвективное смешивание.
3. Перемена позиции единичными частицами слоя — диффузионное смешивание.
4. Рассеяние единичных частиц под влиянием их столкновений или ударов о стенки аппарата - ударное смешивание.
5. Наслоение двух диффузорных частиц в конвективном смешивании.
6. Деформация и растирание частиц - измельчение в зависимости от типа смесителя и структурно – механических свойств компонентов получает превалирую значение один или несколько из указанных процессов.

5. Для смешивания сыпучих и тестообразных материалов рекомендуется длительность t процесса определять по какой из следующих формул.

а) $\Theta_{ж} = 1 - e^{-kt}$; б) $v_{см} = dC_i \div dt = f_{II}(t) - f_o(t)$; в) $t = \ln[C_H \div (C_H - C_K)] \div \rho$; с) $t = -\ln(1 - \Theta) \div k$

6. Перечислите типы смесителей.

- а- Смесители для сухих сыпучих кормов; б- Смесители для рассыпных влажных кормов;
 в- Ленточный смеситель для консистентных кормов; г - Смесители для жидких кормов.

7. Укажите факторы, влияющие на процесс смешивания.

- а) физико-механические свойства компонентов смеси: влажность, вязкость и липкость, соотношение объемных весов, соотношение размеров частиц, степень размола (средний размер частиц);
 в) технологические факторы: соотношение компонентов, условия загрузки смесителя;
 с) кинематические факторы: скорость рабочих органов смесителя, угол постановки лопастей и

т. д.

(Нужное подчеркнуть)



7. РАСЧЕТ КОРМОРАЗДАЮЩИХ УСТРОЙСТВ.

7.1. Расчет производительности кормораздатчиков.

Кормораздатчик выполняет две операции: транспортирование корма от места загрузки и дозированной выгрузки его вдоль фронта кормления.

Качество выполнения процесса характеризуется равномерностью распределения корма по фронту и точностью выдачи заданной дозы в соответствии с принятыми нормами кормления. Неравномерность распределения корма вдоль ряда кормушек допускается для стебельных кормов 15%, для концентратов 5%. Погрешность при дозировании комбикормов допускается не более 5%, а потери – не более 1%. Отклонение компонентов от нормы, выраженное в кормовых единицах, не должно превышать 5-8%.

Кормораздатчики делятся на стационарные и мобильные. В свою очередь мобильные могут быть прицепными, навесными, приводными и самоходными, а стационарные в зависимости от типа кормонесущего органа – механическими или транспортными, пневматическими, гидравлическими и гравитационными (самотечными).

Основным технологическим параметром кормораздатчика является его производительность.

Данные для расчета берутся из **Приложения 7А**.

Суточная норма выдачи кормосмеси для определенного вида и возраста животных определяется по выражению:

$$Q_{\text{сут}} = q \cdot m \quad (7.1)$$

где q – суточная норма выдачи корма на одну голову;
 m – число голов.

Примерные суточные рационы и нормы выдачи кормов на одну голову приведены в таблице 17-21 Приложения 7А.

Разовая выдача корма:

$$Q_p = \frac{Q_{\text{сут}}}{K_p} \quad (7.2)$$

где K_p – число кормлений, $K_p = 2-3$.

Такое количество корма необходимо выдать всему поголовью за время t_k кормления, продолжительность которого предусмотрена распорядком дня фермы

$$(t_k \approx 1.0 - 1.5 \text{ час}).$$

Производительность кормораздающей системы

$$W_{\text{мк}} = \frac{Q_p}{t_k} \quad (7.3)$$

Производительность мобильного кормораздатчика определяется по формуле:

$$W_{\text{мк}} = \frac{V \cdot \rho \cdot k_u \cdot \varphi_3}{t_u} \quad (7.4)$$

где V – объем бункера;
 ρ – плотность корма в бункере;



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

k_u - коэффициент использования рабочего времени, $k_u=0,75-0,8$

φ_3 - коэффициент заполнения бункера; $\varphi_3= 0,8-0,9$

t_c - время цикла.

Время цикла включает время загрузки t_3 бункера кормом, время передвижения t_n до мест раздачи со скоростью V_{agr} , время холостого хода t_{xx} при скорости V_{xx} и время раздачи t_p корма или перегрузки его в приемный бункер стационарного кормораздатчика (кроме t_3 принять значения самостоятельно)

Таким образом, время цикла

$$t_c = t_3 + t_p + \frac{l}{V_{agr}} + \frac{l}{V_{xx}} \quad (7.5)$$

где l – длина пути, $l=75m$.

Производительность стационарных кормораздатчиков определяется с учетом скорости движения скорости выдачи и массы корма, приходящейся на единицу длины фронта кормления:

$$W_{c.k} = q_m \cdot V_t \quad (7.6)$$

где q_m – масса корма, приходящаяся по норме на l на погонный метр длины кормушки или расчетная линейка плотность корма, кг/погонный метр;

V_t - скорость транспортирующего элемента, $V_t = 0.6$ км/ч.

7.2. Определение основных параметров мобильных кормораздатчиков.

Данные для расчета берутся из **Приложения 7Б**.

Определяем параметры кузова:

$$V = \frac{G}{\gamma} \quad (7.7)$$

Где G - грузоподъемность кормораздатчика;

γ - объемный вес силоса, $\gamma = 350$ кг/м³.

Грузоподъемность кормораздатчика:

$$G = q \cdot m_1 \quad (7.8)$$

Где q - норма выдачи на одну голову (12-17 кг);

m_1 - количество голов, которые обслуживаются за один рейс (100-200 голов)



Пример расчета

Принимаем $q = 15\text{кг}$, $m_1 = 200$ голов.

Получаем $G = 15 \cdot 200 = 3000$ кг.

Объем кузова

$$V = \frac{3000}{350} = 8.5 \text{ м}^3$$

Размеры кузова принимаем, учитывая размеры дверей помещения:

b – ширина кузова, принимается 1,8-2,2 м;

h – высота кузова, принимается 1,2-1,4 м.

Принимаем $b = 2$ м, $h = 1.3$ м. Тогда длина кузова

$$a = \frac{V}{hb} = \frac{8.5}{1.3 \cdot 2} = 3.3 \text{ м}$$

Определяем время одного рейса кормораздатчика

$$T = T_{xx} + T_z + T_{px} + T_p$$

Где: T_{xx} - время холостого хода;

T_z - время загрузки корма в кормораздатчик;

T_{px} - время рабочего хода;

T_p - время раздачи кормов.

Принимая расстояние от коровника до силосной ямы $L = 50$ м, получаем:

$$T_{xx} = \frac{L}{V_{xx}} = \frac{50 \cdot 60}{2150} = 1.43 \text{ мин}$$

Где V_{xx} - скорость трактора на третьей передаче

$$V_{xx} = 2.15 \text{ км/ч}$$

$$T_z = \frac{G}{Q_n} = \frac{3000 \cdot 60}{15 \cdot 1000} = 12 \text{ мин}$$

Где Q_n - производительность погрузчика $Q_n = 15\text{т/час}$ (ПСН-1М)

$$T_{px} = \frac{L}{V_{px}} = \frac{50 \cdot 60}{1.69 \cdot 1000} = 1.77 \text{ мин}$$

Где V_{px} - скорость трактора на второй передаче, $V_{px} = 1,69$ км/ч

$$T_p = \frac{2L_2}{V_p} = \frac{2 \cdot 72 \cdot 60}{1.37 \cdot 1000} = 6 \text{ мин}$$

Где L_2 - длина коровника, $L_2 = 72\text{м}$;

V_p - скорость трактора на первой передаче; $V_p = 1,37$ км/час.

Тогда время одного рейса

$$T = 1.43 + 12 + 1.77 + 6 = 21 \text{ мин}$$

Определяем количество кормораздатчиков, необходимых для обслуживания фермы.



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$n = \frac{Q}{Gk}$$

Где Q - общая затрата кормов на одну выдачу по ферме.

$$Q = qm$$

Где m - количество голов на ферме $m = 800$ голов;

k - число рейсов кормораздатчика.

$$k = \frac{\tau}{T}$$

Где τ - время раздачи кормов согласно распорядка дня (1,5-2) часа, принимаем $\tau = 2$ часа

$$\text{Тогда } n = \frac{qm}{G \frac{\tau}{T}} = \frac{15 \cdot 800}{3000 \cdot \frac{120}{21}} \approx 1 \text{ шт}$$

Определяем скорость транспортерной ленты. Для этого определяем количество массы, которая выгружается за 1 секунду.

$$q_1 = \frac{G}{T_p} = \frac{3000}{6 \cdot 60} = 8.3 \text{ кг}$$

Лента транспортера будет перемещаться со скоростью

$$V = \frac{q_1}{\gamma b h} = \frac{8.3}{350 \cdot 2 \cdot 1.3} = 0.0091 \text{ м/с}$$

На длину l переместится лента, чтобы подать на выгрузку 8,3 кг силосной массы за 1 сек. Итак, скорость транспортера при этом будет равна 0,0091 м/сек.

В связи с тем, что согласно конструкции передача крутящего момента осуществляется через храповой механизм, привод ленты будет периодический и скорость привода ее должна быть в два раза больше.

$$V_1 = 2 \cdot 0,0091 \text{ м/сек} = 0,0182 \text{ м/сек}$$

Скорость поперечных транспортеров принимают

$$V_2 = (2 \div 3) \text{ м/сек} \text{ берем } V_2 = 2,5 \text{ м/сек}$$

7.2.1. Расчет разбрасывающих битеров.

Опытами установлено, что оптимальная скорость битеров выбирается $n_{opt} = 200-300 \text{ мин}^{-1}$. При этом диаметр верхнего битера берется $d_в = 250-300$ мм, а нижнего битера $d_н = d_в (1.1-1.2)$

Принимаем $n = 250$ об/мин, $d_в = 300$ мм, $d_н = 340$ мм.

Окружная скорость битеров равна

$$V_в = \frac{\pi d_в n}{60}$$

Где $d_в$ - диаметр битера;

n - число оборотов битера.

Тогда скорость верхнего битера

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$V_6 = \frac{\pi d_6 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,3 \cdot 250}{60} = 3,93 \text{ м/сек}$$

Скорость нижнего битера

$$V_n = \frac{3,14 \cdot 0,34 \cdot 250}{60} = 4,45 \text{ м/сек}$$

Определяем полную мощность N_3 , необходимую для привода механизмов кормораздатчика

$$N_3 = \left[(N + N_1) \frac{1}{\eta_p} + 2N_2 \right] \frac{1}{\eta_1 \cdot \eta_2}$$

Где N - мощность, необходимая для привода продольного транспортера;

N_1 - мощность, необходимая для приводов битеров;

N_2 - мощность, необходимая для привода поперечного транспортера;

η_p - к.п.д. редуктора = 0,87;

$\eta_1 \eta_2$ - к.п.д. подшипников и цепной передачи, $\eta_1 = 0,98$, $\eta_2 = 0,95$.

Мощность, необходимая для привода продольного транспортера, определяется по формуле:

$$N = \frac{P_{mp} V_1}{102 \cdot \eta_1^4 \cdot \eta_2^2}$$

Где V_1 - скорость движения транспортера, $V_1 = 0,0182$ м/сек;

P_{mp} - усилие передвижения транспортера с грузом.

$$P_{mp} = f(G + 2G_1)$$

Где f - коэффициент трения, $f = 0,8$;

G_1 - сила давления корма на стенки.

Исходя из эпюры нагрузки на дно и боковые стенки кузова, имеем

$$G_1 = \frac{2Gh}{3b} = \frac{2 \cdot 3000 \cdot 1,3}{3 \cdot 2} = 1300 \text{ кг}$$

Итак,

$$P_{mp} = 0,8(3000 + 2 \cdot 1300) = 4500 \text{ кг}$$

Тогда

$$N = \frac{4500 \cdot 0,0182}{102 \cdot 0,984 \cdot 0,95^2} = 0,97 \text{ кВт}$$

Мощность, необходимая для привода битеров:

$$N = N' + N''$$

Где N' - мощность, необходимая для привода нижнего битера;

N'' - мощность, необходимая для привода верхнего битера;

$$N' = \frac{\rho V_n}{102\eta_1\eta_2}$$

Где ρ - вес массы, проходящей через битер за 1 сек;
 V_n - скорость вращения нижнего битера.

$$N' = \frac{8,3 \cdot 4,45}{102 \cdot 0,98 \cdot 0,95} = 0,39 \text{ кВт}$$

$$N'' = \frac{\rho V_2}{102\eta_1^2\eta_2} = \frac{8,3 \cdot 3,93}{102 \cdot 0,98^2 \cdot 0,95} = 0,35 \text{ кВт}$$

Тогда

$$N_1 = 0,39 + 0,35 = 0,74 \text{ кВт}$$

Мощность, необходимая для привода поперечного транспортера:

$$N_2 = \frac{\rho_1 V_2}{102\eta_1^2\eta_2^2}$$

Где ρ_1 - секундная производительность транспортера;
 V_2 - скорость транспортера, $v_2 = 2,5$ м/сек.

Итак

$$N_3 = \left[(0,97 + 0,74) \frac{1}{0,87} + 2 \cdot 0,24 \right] \frac{1}{0,98^2 \cdot 0,95} = [2,03 + 0,24] \frac{1}{0,98^2 \cdot 0,95} = 2,5 \text{ кВт.}$$

7.3. Расчет ленточного транспортера стационарного кормораздатчика.

Исходные данные: Требуемая максимальная производительность Q , т/ч; насыпная масса корма γ , кг/м³; длина транспортера L , м; угол наклона к горизонту β , град; ширина транспортера B , м; количество прокладок ленты Z , шт; диаметр барабана в зависимости от количества прокладок $D_6 = (80-120) \times Z$, мм; толщина слоя материала на ленте, не более h_l , м.

Данные для расчета берутся из **Приложения 7В**.



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

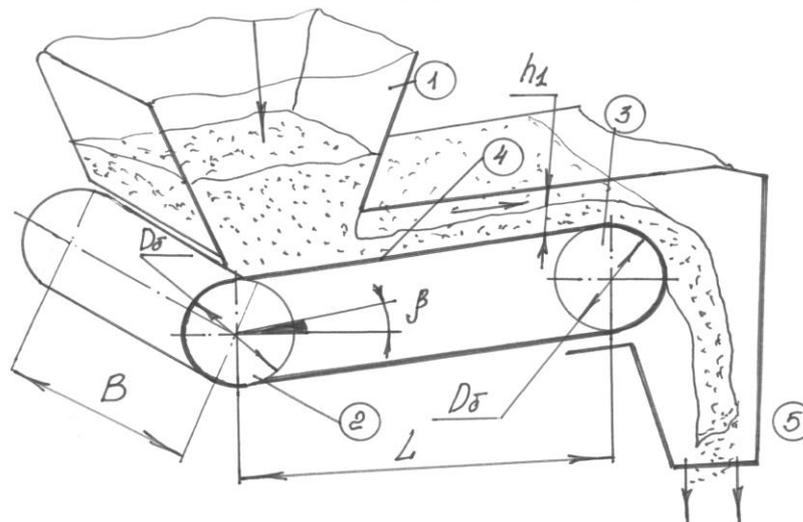


Рис.7.1. Ленточный транспортер кормораздатчика.

1- загрузочный бункер; 2- ведущий валец; 3- ведомый валец;
4- лента транспортера; 5 выходной патрубок

Определение скорости ленты

Скорость ленты определяется в зависимости от производительности

$$V = \frac{Q}{F \times \gamma \times 3600}, \quad (7.9)$$

где F - площадь поперечного сечения слоя транспортируемого материала, м^2 ;
 γ - насыпная масса материала, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 Q - производительность, $\text{кг}/\text{ч}$;

$$F = B \times h_1, \quad (7.10)$$

где h_1 - толщина слоя материала на ленте.

Скорость, при которой частица, лежащая на ленте в момент набегания ее на барабан, оторвется от ленты, определяется по формуле

$$V_1 = g \times r \times \cos \beta \text{ м/с}, \quad (7.11)$$

где r - радиус барабана с учетом толщины ленты, м ;
 β - угол наклона транспортера, град.

Скорость, при которой частица, лежащая на верху слоя, в момент набегания ленты на барабан, оторвется от нее

$$V_2 \geq 9,81 \times (r + h_1) \times \cos \beta. \quad (7.12)$$

В случае, если $V < V_1$ и $V < V_2$ разгрузку следует оценивать как смешанную центробежно-гравитационную, поэтому частицы не должны лететь далеко вдоль оси. Проверка траектории в этом случае не производится.

Определение частоты вращения барабана.

$$h = \frac{V}{\pi \times D_0} \quad (7.13)$$

Предварительно устанавливаем тип привода (цепной, ременный и т.д.).



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Расчет потребной мощности для привода транспортера

$$N = (K_1 \times K_2 \times \ell \times V + 15 \times 10^{-5} \times Q \times L + 27 \times 10^{-4} \times Q \times h) \times K_3 \times K_4 + K_5 \times Q \text{ кВт}, \quad (7.14)$$

где Q - производительность, т/ч;

L - длина транспортера, м;

$\ell = L \times \cos \beta$ - горизонтальная проекция транспортера, м;

$h = L \times \sin \beta$ - вертикальная проекция транспортера, м;

$V = \pi \times D_6 \times n$ - скорость ленты, м/с;

K_1, K_2, K_3, K_4, K_5 - коэффициенты

С учетом потерь мощности на преодоление трения ленты о желоб и уплотняющие борта, мощность привода выбираем равной ближайшей большей к каталогу.

7.4. Расчет скребкового транспортера.

Данные для расчета берутся из **Приложения 7Г**.

Производительность транспортера

$$Q = 3,6 \times q \times v_u \times \gamma \times \frac{1}{e} \text{ т/ч}, \quad (7.15)$$

где Q - объем корма, перемещаемого одним скребком, дм³;

γ - объемный вес корма, кг/м³;

v_u - скорость движения цепи, м/с;

e - шаг и расстояние между скребками $(6-8) \times h_c$ - высота скребка, м.

Определяем

$$e = (6 - 8) \times h_c \quad (7.16)$$

Рассчитываем

$$q = \frac{\ell_1 + \ell_2}{2} \times h_c \times v_c \quad (7.17)$$

принимаем $\ell_2 \approx e$, тогда $\ell_1 = e - h_c / \operatorname{tg} \alpha$,

где $\alpha = (0,7-0,8)$ - угла естественного откоса материала;

$v_c = (2-5) \times h_c$ - ширина скребка, м.

При заданном значении производительности определяем

$$v_c = \frac{Q \times e \times 10^3}{3600 \times q \times \gamma}, \text{ м/с}. \quad (7.18)$$

Тогда потребляемая мощность электродвигателя

$$N_{06} = 1,1 \times \left(\frac{q_T \times L_m \times v_u \times f_1 \times g}{102} \pm \frac{q_2 \times H \times v_u \times g}{102} + \frac{2 \times g_0 \times L_m \times \omega_1 \times v_u}{102} \right) \times \eta, \text{ кВт}; \quad (7.19)$$

где q_T - нагрузка на 1м длины транспортера, кг;

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$q_T = \frac{Q}{3,6 \times v_u}; \quad (7.20)$$

L_m - длина транспортера, м;

V_u - скорость цепи, м/с;

$f_1 = 0.7-0.82$ - коэффициент трения корма о металлический желоб;

H - высота подъема корма, м;

g_0 - вес 1 м длины цепи со скребком, кг ($g_0 = 3.2$ кг.)

ω_1 - коэффициент сопротивления движущейся части транспортера (для роликовых цепей

$\omega_1 = 0,1-0,12$; для безроликовых цепей $\omega_1 = 0,15-0,2$);

$\eta = 0.85-0.9$ - КПД передачи.

Первый член уравнения - мощность на перемещение груза по длине транспортера. Второй член – мощность, расходуемая на перемещение по вертикали. Третий – мощность, расходуемая на холостой ход.

Величина горизонтальной и вертикальной составляющих действующих на скребок, Н

$$P_g = 0,331 \times e^{-0,5 \times 2\alpha} \times \sin(4,3\alpha + 100^\circ) \times h_c^2 \times f_1 \times v_c \times \text{tg}^4\left(45 + \frac{\alpha}{2}\right) \times \text{tg}^{2,5} \times (\rho_c) \times g \times \gamma,$$

$$P_e = 25,8 \times e^{-1 \times 6\alpha_1} \times h^{1,25} \times \gamma \times v_c \times h_c \times \text{tg}^{2,5} \times \text{tg} \rho_c.$$

Где α - угол отклонения скребка от вертикали (не более 60°);

ρ - угол внутреннего трения сыпучих материалов;

ρ_1 - угол трения продукта о переднюю плоскость скребка.

$$\alpha_1 = 0,5 \times \left(90^\circ + \rho + \rho_c + \arcsin \frac{\sin \rho_c}{\sin \rho} \right),$$

$$\rho = 2\alpha - 90^\circ.$$

Опорные вопросы:

1. За одну кормовую единицу принято считать:

- количество корма, съедаемого животным в сутки;
- один килограмм комбикорма;
- один килограмм овса среднего качества;
- количество корма, съедаемого животным за один раз;
- количество корма, выдаваемого животному за сутки.

2. Критерием для разделения кормов на объемистые и концентрированные является:

- плотность кормов;
- длина резки (степень измельчения);
- влажность;
- содержание кормовых единиц;
- поедаемость кормов животными.

3. Подачу кормов Q (кг/с) ленточным транспортером можно определить по выражению (B — ширина ленты, м; h — высота корма на ленте, м; v — скорость движения ленты, м/с; ρ - насыпная плотность корма, кг/м³; k - коэффициент):



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

- а) $Q=B^2 \cdot h \cdot v \cdot \rho \cdot k$; б) $Q=B \cdot h^2 \cdot v \cdot \rho \cdot k$; в) $Q=B \cdot h \cdot v^2 \cdot \rho \cdot k$; г) $Q=B \cdot h \cdot v \cdot \rho \cdot k$; д) $Q=B^2 \cdot h \cdot v \cdot \rho \cdot k$;
 е) $Q=B \cdot h \cdot v / \rho \cdot k$

4. К преимуществам стационарных кормораздатчиков относятся:

- а) возможность быстрой замены неисправного раздатчика резервным;
- б) возможность оперативно обслуживать различные группы животных;
- в) отсутствие необходимости в широких сквозных проездах;
- д) высокая металлоемкость;
- е) возможность применения средств автоматики.

5. Назовите марки машин, применение которых позволяет реализовать мобильную технологическую линию раздачи кормов крупному рогатому скоту:

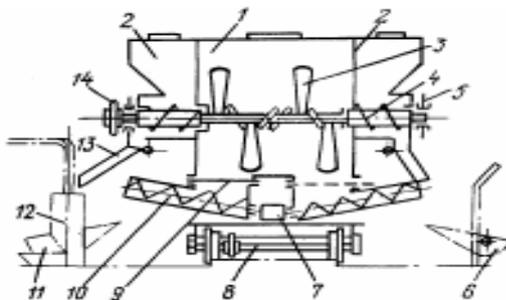
- а) РВК-74, КРС-15, КЛО-75; б) КТУ-10А, РСР-10, РММ-5; в) КТУ-10А, КУТ-3А, АРС-10.

6. Укажите, каким управляющим воздействием может быть изменена линейная плотность распределения корма в кормушке при использовании мобильных раздатчиков кормов типа КТУ-10:

- а) Изменением длительности работы выгрузного конвейера, изменением площади сечения выходного отверстия;
- б) Изменением высоты слоя корма в бункере раздатчика, изменением частоты вращения вала отбора мощности;
- в) Изменением скорости продольного конвейера, изменением скорости движения раздатчика.

7. На рисунке представлена схема кормораздатчика, применяемого в свиноводстве, марки:

- а) РС-5А; б) КС-1.5; в) КУТ 3.0Б; г) КСП-0.8; д) КТУ-10 **Укажите название позиций.**



(Нужное подчеркнуть)



8. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДОЗАТОРОВ.

Дозирование - процесс отмеривания заданного количества (порции) материала с требуемой точностью. Существуют 2 способа дозирования материалов - объемное и массовое. В отдельных случаях применяют смешанный способ - объемно-массовый. При этом способе предварительно отмеривается порция по объему, а затем ее масса доводится до заданного значения на весовом устройстве. По характеру протекания процесса дозирование может быть порционным и непрерывным.

При приготовлении кормов наиболее широкое применение получили объемный порционный и объемный непрерывный способы. На комбикормовых заводах также применяют массовый порционный способ. Устройства, предназначенные для отмеривания и выдачи заданной дозы называются дозаторами. В зависимости от используемого способа дозирования дозаторы делят на объемные и массовые. Объемные дозаторы просты по конструкции и в эксплуатации, но обеспечивают невысокую точность дозирования.

Массовые дозаторы порционного или непрерывного действия могут быть оборудованы средствами автоматического контроля и управления. Они позволяют получать высокую точность дозирования, но сложны по устройству и дороги.

В процессе работе дозаторы должны выполнять следующие 3 функции:

1. Обеспечивать выдачу заданного количества материала (дозы) с требуемой точностью $Q \pm \Delta$ без регламентации времени выдачи; с выдачей за минимальное время t_{\min} ; с выдачей за строго определенное время t .

2. Обеспечить расход непрерывным потоком с целью поддержания заданной подачи $Q \pm \Delta$ за промежуток времени Δt .

3. Обеспечить заданный расход одного из компонентов смеси.

Дозаторы кормов классифицируются: по способу дозирования; по характеру действия; по назначению; по типу рабочих органов; по степени автоматизации; по способу регулирования дозы и др.

8.1 Расчет основных параметров барабанного дозатора.

Данные для расчета берутся из **Приложения 8А**. Вариант указывается преподавателем.

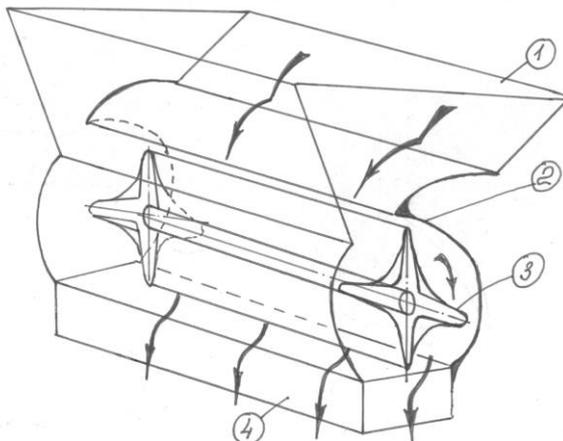


Рис.8.1. Схема барабанного дозатора:

1 – бункер накопитель; 2 – корпус дозатора; 3 – барабан (катушка); 4 – выпускной направлятель (патрубок).

Расчёт основных параметров.

Массовый расход барабанного дозатора Q .

$$Q = F_{ж} \cdot l \cdot z \cdot n_c \cdot \rho \cdot \varphi, \quad (8.1)$$

где $F_{ж}$ – площадь поперечного сечения одного желоба, м²;

l – длина рабочей части желоба, м;

z – число желобов;

n_c – частота вращения барабана, с⁻¹;

ρ – плотность, кг/м³;

φ – коэффициент наполнения желобов, $\varphi = 0,8-0,9$.

Площадь F ячейки дозатора будет

$$F \approx \frac{1}{4} \cdot \frac{\pi D^2}{4},$$

где D – диаметр барабана, из конструктивных соображений принимаем $D = 0,1$ м.

Для надёжного заполнения ячеек, скорость V лопаток барабана не должна превышать 0,5 м/с. Принимаем $V = 0,2$, тогда

$$\frac{D}{2} \cdot \frac{\pi n}{30} \leq 0,2, \quad \text{откуда}$$

$$n \leq \frac{0,2 \cdot 60}{D \cdot \pi} \quad (8.2)$$

Теперь можем рассчитать l – длину рабочей части барабана (ячейки), м



$$l = \frac{Q}{\frac{1}{4} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot z \cdot n \cdot t \cdot \rho \cdot \varphi} \quad (8.3)$$

принимаем $L = 0,18$ м.

Расчёт мощности на привод дозатора.

Мощность N на привод дозатора расходуется, в основном, на преодоление трения $P_{тр}$ концентрированных кормов (зерна) находящихся в ячейках барабана по слою зерна в горловине бункера.

$$N = P_{тр} \cdot V_{окр} \cdot K, \quad (8.4)$$

где: $V_{окр}$ - окружная скорость при трении слоя корма,

$$V_{окр} = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D}{2} \quad (8.5)$$

k_1 - коэффициент, учитывающий затрату энергии на возможное измельчение корма при захватывании его желобком.

Для порошкообразных кормов $k_1 = 1$

Для кустовых $k_1 = 2$.

Сила $P_{тр}$ трения будет

$$P_{тр} = f \cdot F_{бр} \cdot P_{сл}, \quad (8.6)$$

где f : - коэффициент трения «зерно-зерно», $f \approx 0,85$; $F_{бр}$ – площадь проекции столба корма на барабан,

$F_{бр} \approx l \cdot D/2 = 0,05 \cdot 0,18 = 0,009 \text{ м}^2$; $P_{сл}$ - удельное давление столба корма в горловине бункера, при малых скоростях истечения, $P_{сл} = H \cdot g \cdot \rho$, где H – высота слоя корма в бункере, м, принимаем $H = 2$ м; g - ускорение силы тяжести, м/с^2 ; ρ - насыпная плотность корма, кг/м^3 , принимаем $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$

8.2. Расчет шнекового дозатора.

Данные для расчета берутся из **Приложения 8Б**. Вариант указывается преподавателем.

Шнековые дозаторы применяют для дозирования зерна, комби-кормов и др.

Шнек - дозатор состоит из двух винтовых шнеков с переменным шагом.

Требуемый расход дозатора Q_T определяется суммарный производительностью дробилок $Q_{др}$ (кг/ч) и процентным содержанием компонентов приготавливаемой смеси μ

$$Q_T = Q_{др} \cdot \mu / 60 \cdot k_3 \quad (8.7)$$

где μ - содержание данного компонента в смеси согласно рецепту, 15 %;



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

k_3 - суммарное содержание зерновых компонентов в смеси за вычетом вводимых БВД, %.

Шнеки широко используются в поточных линиях кормоцехов в качестве питательных механизмов.

Массовый расход шнекового питателя Q может быть определен как:

$$Q = 2,1 \times 10^{-3} (D^2 - d^2) s \cdot \omega \cdot \rho \cdot \varphi, \quad (8.8)$$

Где: D и d - диаметр шнека и вала шнека, м;

s - шаг винта, $s = (0,8-1)D$, м;

ρ - плотность, кг/м³;

φ - коэффициент заполнения, $\varphi = 0,8-1$;

ω - угловая скорость, рад/с.

Во избежании забивания шнека при работе с кустовым материалом рекомендуется принимать диаметр шнека D .

$$D = (4-5)D_k, \quad (8.9)$$

где D_k - максимальный размер куска.

Мощность N , необходимая для привода шнека.

$$N = 10^4 Q(Lk' + H)k'' / \eta \quad (8.10)$$

где L - горизонтальная проекция пути корма, 2 м;

H - высота подъема корма, 1 м;

k' - коэффициент, учитывающий сопротивление перемещению корма в корпусе

дозатора, $k' = 1,2-2,5$;

k'' - коэффициент, учитывающий потери на трение в подшипниках, $k'' = 1,1-1,2$.

Частота вращения шнека

$$n = \frac{Q}{4.71 \cdot [(D + 2\lambda)^2] \cdot S \cdot \varphi \cdot \gamma} \text{ мин}^{-1} \quad (8.11)$$

Путь материала в шнеке $L = 1,5$ м.

Мощность привода шнека

$$N = \frac{(N_1 + N_2) \cdot W_0}{\varepsilon} \quad (8.12)$$

Где $W_0 = 1,15-1,2$ – зависит от перемещаемого материала,

$$\varepsilon = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4$$

$\eta_1 = 0,95$ – КПД клиноременной передачи;

$\eta_2 = 0,97$ – КПД цепной передачи;

$\eta_3 = 0,98$ – КПД подшипников;

$\eta_4 = 0,8$ – КПД червячного редуктора.

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Количество материала в кожухе

$$G = \frac{\pi}{4} [(D + 2\lambda)^2 - d^2] \cdot L \cdot \varphi \cdot \gamma \text{ кг} \quad (8.13)$$

Скорость движения материала вдоль образующей кожуха

$$V_1 = \frac{QL}{G \cdot 3600} \text{ м/с} \quad (8.14)$$

Абсолютная скорость движения материала внутри кожуха

$$V = \frac{V_1}{\cos \varepsilon_1} \quad (8.15)$$

Где, ε_1 - угол наклона истинного пути части материала, $\varepsilon_1 = 70^\circ$.

Окружная скорость материала по стенке кожуха

$$V_3 = V_1 \cdot \operatorname{tg} \varepsilon_1 \quad (8.16)$$

Центробежная сила материала

$$P_1 = 0$$

Сила трения материала о кожух

$$F = f \cdot G \cdot \cos \varphi_1 \quad (8.17)$$

Где, f – коэффициент трения материала о кожух, $f = 0,7$; φ_1 - угол естественного откоса, $\varphi_1 = 45^\circ$; $\rho = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} 0.7 = 35^\circ$ - угол трения материала о кожух.

Мощность на преодоление сил трения

$$N_1 = \frac{F \cdot V_1}{102} \text{ кВт} \quad (8.18)$$

Мощность, требуемая на подъем материала

$$N_2 = \frac{P_2 \cdot R_0 (\omega - \omega_3)}{102} + \frac{P_3 \cdot R (\omega - \omega_3)}{102} \quad (8.19)$$

Сила на подъем материала

$$P_2 = G \cdot \sin \beta \cdot \operatorname{tg} (\beta + \rho) + G \cdot \cos \beta \cdot \sin \varphi_1 \quad (8.20)$$

Где, $\beta = 0^\circ$ - угол наклона шнека.

Угловая скорость винта

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ с}^{-1} \quad (8.21)$$

Угловая скорость материала

$$\omega_3 = \frac{V_3}{R}, R = \frac{D}{2}$$

Радиус витка по центру тяжести слоя материала

$$R_0 = 0.8 \cdot \frac{D}{2}$$

Сила, требуемая на преодоление трения материала по витку шнека

$$P_3 = F \cdot \cos \varepsilon_1 \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \beta) + F \cdot \sin \varepsilon_1 \quad (8.22)$$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S}{\pi D} \rightarrow \alpha \quad (8.23)$$

$$N = \frac{(N_1 + N_2) W_0}{\varepsilon} \text{ кВт} \quad (8.24)$$

Принимаем $N =$ _____ кВт, $n =$ _____ мин⁻¹.

8.3. Тарельчатые дозаторы (микродозаторы).

Данные для расчета берутся из **Приложения 8В**. Вариант указывается преподавателем.

Тарельчатые дозаторы применяют при обогащении кормовых смесей микродобавками в малых дозах (от 2 до 200 мг на 1 кг смеси).

Массовый расход тарельчатого дозатора определяется по формуле:

$$Q = V_{\text{сл}} \cdot \rho \cdot n_{\alpha} \quad (8.25)$$

где $V_{\text{сл}}$ - объем материала, снимаемого за один оборот тарелки, м³;
 n_{α} - частота вращения тарелки, с⁻¹.

Порция материала, снимаемая с диска за один его оборот:

$$V_{\text{сл}} = 2\pi \cdot R_0 \cdot F_{\text{сл}}, \quad (8.26)$$

где R_0 - расстояние от оси вращения тарелки до центра тяжести сечения кольцевого слоя материала, м;

$F_{\text{сл}}$ - площадь поперечного сечения кольцевого слоя, м².

Расстояние R_0 равно:

$$R_0 = R + [h / (3 \operatorname{tg} \varphi)] \quad (8.27)$$

Площадь слоя $F_{\text{сл}}$

$$F_{\text{сл}} = h^2 / (2 \operatorname{tg} \varphi), \quad (8.28)$$

где R - радиус манжеты или слоя в верхней части, м;

h - высота подъема манжеты над тарелкой, м;

φ - угол естественного откоса корма при движении, град.

После подстановки значений $V_{\text{сл}}$, R_0 и $F_{\text{сл}}$ в выражение для расчета Q (А) получим:

$$Q = h^2 \omega_{\text{кр}} [R + h / (3 \operatorname{tg} \varphi)] / 2 \operatorname{tg} \varphi \quad (8.29)$$

Предельная угловая скорость $\omega_{\text{кр}}$ тарелки определяется из условия, что центробежная сила инерции $J_{\text{ц}}$ меньше силы трения $F_{\text{тр}}$:

$$J_{\text{ц}} \leq F_{\text{тр}} \rightarrow m_{\text{сл}} R \omega_{\text{кр}} \leq m_{\text{сл}} g f \quad (8.30)$$

Отсюда

$$\omega_{\text{кр}} \leq \sqrt{g f / R} \quad (8.31)$$

где: R - наибольший радиус вращения частицы, м;

f - коэффициент трения материала о диск.

$m_{\text{сл}}$ - масса слоя материала

Затрата энергии на привод дозатора вызвана сопротивлением от перемещения корма по тарелке и трением его о скребок.



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Сила трения, возникающая при движении корма по тарелке:

$$R_{тр} = m_{сл} \cdot g \cdot f = F_{сл} \cdot L \cdot \rho \cdot g \cdot f \quad (8.32)$$

$m_{сл}$ - масса слоя;

$F_{сл}$ - площадь поперечного сечения кольцевого слоя;

L - путь корма по тарелке.

Мощность N_1 расходуемая на преодоление сопротивления при движении корма по тарелке:

$$N_1 = F_{тр} \cdot V, \text{ где } V = \pi R_o n/30 \quad (8.33)$$

V - окружная скорость тарелке;

R_o - расстояние от оси вращения тарелки до центра тяжести сечения кольцевого слоя материала;

n - частота вращения тарелки, мин⁻¹.

Мощность N_2 на преодоление сопротивлений от трения материала о скребок

$$N_1 = N_2 \cdot \cos\beta, \quad (8.34)$$

где β - угол установки скребка

Суммарная мощность N на привод дозатора.

$$N = N_1 + N_2 + N_{хх} = F_{тр} V (1 + \cos\beta) + N_{хх}, \quad (8.35)$$

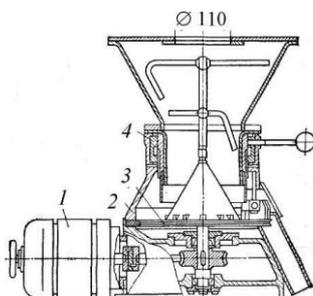
где $N_{хх}$ - затрата мощности на холостой ход.

Погрешность дозирования при использовании тарельчатых дозаторов 5-10%.

Опорные вопросы:

1. На рисунке представлен дозатор:

- а) бункер-дозатор ДК-10
- б) тарельчатый
- в) барабанный
- г) шнековый
- д) ленточный



2. Преимущества объемных дозаторов по отношению к весовым следующие:

- а) высокая точность дозирования
- б) простота в эксплуатации
- в) простота конструкции
- г) возможность работы в порционном или непрерывном режимах
- д) возможность дозирования различных по составу и консистенции кормов

3. Укажите, для каких дозаторов кормовых компонентов характерна наименьшая погрешность?

- а) Объемные дозаторы непрерывного действия;
- б) Массовые дозаторы порционного действия;

(Нужное подчеркнуть)



9. РАСЧЕТ ПОГРУЗЧИКА КОРМОВ.

Погрузчики кормов относятся к группе погрузочных устройств непрерывного действия специального назначения. В этих машинах бывает два и более рабочих органов.

Погрузчики выполняют отделение части материала от общей массы, погрузку материалов в транспортное средство.

Отделение материала может быть выполнено:

- фрезерным барабаном;
- цепочно-штифтовым отделителем;
- шнековыми фрезами.

Цепочно-штифтовые рабочие органы только отделяют массу. А фрез-барабаны её ещё и измельчают. Недостаток фрезерных барабанов – высокая энергоёмкость. Недостаток цепочно-штифтового барабана – неравномерность нагрузки, динамические нагрузки.

Широкое распространение получили фрезерные погрузчики. Для подачи материала в транспортное средство применяют пневматические рабочие органы (экспаустеры) или транспортеры-швырялки. Погрузчики навешивают на трактор. Привод рабочих органов осуществляется от вала отбора мощности (ВОМ) трактора. Вариант расчета фрезбарабана представлен также в задании 12. Данные для расчета берутся из **Приложения 9**. Вариант указывается преподавателем.

9.1. Расчет фрезерного барабана.

Длина штанги L определяется из соотношения

$$L = \frac{H - h_0}{(0.67 \div 0.82)} \quad (9.1)$$

Где, H - высота бурта или стога, равна 4м;

h_0 - высота точки подвески штанги, равна 2м.

$$L = \frac{1}{0.64} = (4 - 2) = 3.125 \text{ м}$$

Определение основных параметров фрезерного барабана погрузчика.

Основные параметры фрезерного барабана погрузчика рассчитываются исходя из потребной производительности Q_{px} погрузчика за рабочий ход:

$$Q_{px} = \frac{Q}{\tau} \quad (9.2)$$

где, Q - общая производительность погрузчика, принимаем равной 5 т/ч;

τ - коэффициент использования рабочего времени, равен 0,47-0,5.

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$Q_{px} = \frac{5}{0.57} = 10.64 \text{ м/ч} = 2,956 \approx 3 \text{ кг/с}$$

Исходными данными для расчета являются:

Скорость резания материала V , м/с;

- для погрузчиков грубых кормов $V = 34-37$ м/с;

- для погрузчиков силоса $V = 56$ м/с;

Для универсальных погрузчиков принимают большую скорость.

Скорость опускания стрелы U , м/с (экспериментально установленная оптимальная скорость $U = 0,1-0,2$ м/с)

Средняя длина резки $l_{cp} = 70-40$ мм

Ширина захвата барабана B , мм (устанавливается из конструктивных соображений, на современных погрузчиках $B = 1200-1500$ мм)

Радиус барабана рассчитывается по формуле:

$$R = -\frac{L}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + \frac{Q_{px} T_{px}}{4 \sin \varphi_{cp} B \gamma}} \quad (9.3)$$

Где B - ширина захвата барабана, мм;

γ - плотность материала, $\gamma = 60$ кг/м³;

T_{px} - продолжительность рабочего хода, с;

φ_{cp} - средний угол фрезерования, град.

Время рабочего хода T_{px} рассчитывается по формуле:

$$T_{px} = \frac{L \left(\arcsin \frac{H - h_0}{L} + \arcsin \frac{h_0}{L} \right)}{U} \quad (9.4)$$

Где U - скорость опускания стрелы.

$$T_{px} = \frac{3.125 \left(\arcsin \frac{4 - 2}{3.125} + \arcsin \frac{2}{3.125} \right)}{0.1} = 43.4 \text{ с}$$

Средний угол фрезерования φ_{cp} рассчитывается по формуле:

$$\varphi_{cp} = \arcsin \frac{H - h_0}{L} - 0.5 \arcsin \frac{h_0}{L} \quad (9.5)$$

$$\varphi_{cp} = 0.6945 - 0.34725 = 0.34725 \text{ рад}$$

$$R = -\frac{3.125}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{3.125}{2}\right)^2 + \frac{3 \cdot 43.4}{4 \cdot 1.2 \cdot 60 \cdot 0.34}} = 0.379 \text{ м}$$

Принимаем $R = 400$ мм или $0,4$ м.

Толщина снимаемого слоя принимается $1-0,76$ диаметров фрезерного барабана.

Средний путь контакта ножа с массой определяется по формуле:

$$l_{\kappa} = 2.70(\cos \varphi_{cp} + 0,15)R \quad (9.6)$$

$$l_{\kappa} = 2.70(\cos 0.347 + 0,15)0.4 = 1.516 \text{ м}$$

Угол α_6 наклона винтовой линии расположения ножей к горизонту



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

определяется по формуле:

$$\alpha_{\epsilon} = \arctg \frac{2\pi[R - (l_{cp} \cos \alpha + a)] + nx}{nb} \quad (9.7)$$

Где $l_{cp} = 50$ мм – средняя длина резки;

$\alpha = 35-40^{\circ}$ - угол наклона ножа к плоскости вращения;

$a = 1,1-1,4$ – конструктивный параметр;

$x = 10$ мм – величина перекрытия лезвий;

$n = 4$ – количество захватов ножей.

$$\alpha_{\epsilon} = \arctg \frac{2\pi[400 - (50 \cos 40^{\circ} + 1.4)] + 4 \cdot 10}{1200 \cdot 4} = 25.6^{\circ} \approx 25^{\circ}$$

Шаг между ножами определяется по формуле:

$$B_n = \frac{\frac{l_{cp}}{K} + 120 - 4 \cdot 10^5 \left(\frac{U}{V}\right)^2 - 2.6 \cdot 10^4 \left(\frac{U}{V}\right)}{0.85} \quad (9.8)$$

Где K - коэффициент формы лезвия (для лезвий в форме эксцентрической окружности $K=1$, для лезвий комбинированной формы $K=1,05$, для прямолинейных лезвий $K=1.15$)

$$B_n = \frac{\frac{50}{1.15} + 120 - 4 \cdot 10^5 \left(\frac{0.1}{10}\right)^2 - 2.6 \cdot 10^4 \left(\frac{0.1}{10}\right)}{0.85} = 112.9 \text{ мм} \approx 113 \text{ мм}$$

Количество ножей в одном заходе определяется из выражения

$$z' = \frac{B}{B_n} + 1 \quad (9.9)$$

$$z' = \frac{1200}{113} + 1 = 11,6 \approx 12$$

Количество ножей, одновременно участвующих в резании, находятся по формуле:

$$z = \frac{l_k z'}{2\pi \cdot 0.4 \cdot \text{tg } \alpha_b} \quad (9.10)$$

$$z = \frac{1,516 \cdot 12}{2\pi \cdot 0.4 \text{tg } 25^{\circ}} = 15,53$$

Для расчетов принимаем $z = 15$

Момент M_{np} привода фрезерного барабана рассчитывается по формуле:

$$M_{np} = h_z g z R \quad (9.11)$$

Где h_z - высота рабочей части ножа, 0,05м;

g - удельное сопротивление резания материала лезвием (для соломы 700 Н/м)

$$M_{np} = 0,05 * 700 * 15 * 0,4 = 210 \text{ Нм}$$

Мощность на привод фрезерного барабана определяется по форму-



ле:

$$N = 2\pi \frac{M_{np}n}{100\eta} \text{ кВт} \quad (9.12)$$

$$N = 2\pi \frac{210 \cdot 15.9}{100 \cdot 0.76} = 27.6 \text{ кВт}$$

Где n – частота вращения барабана;

$\eta = 0,76$ – КПД привода.

Частоту вращения барабана рассчитываем по формуле:

$$n = \frac{V}{2\pi R} = \frac{40}{2\pi \cdot 0.4} = 15.9 \text{ с}^{-1}$$

9.2. Расчет параметров эксгаустера (пневмотранспортера).

Из условия транспортирования резки по трубопроводу рассчитывается скорость V_{om} относительного движения воздуха по трубопроводу эксгаустера:

$$V_{om} > \sqrt{\frac{l_{cp} \gamma_m (\cos \alpha f + \sin \alpha)}{k\rho}} \text{ м/с} \quad (9.13)$$

Где $\gamma = 60 \text{ кг/м}^3$ - плотность транспортируемого материала;

$k = 0,35-0,5$ – коэффициент сопротивления резки;

$\rho = 1,22 \text{ кг/м}^3$ - плотность воздуха;

f - коэффициент трения материала по трубопроводу, $0,22-0,55$ в зависимости от качества поверхности;

α - максимальный угол наклона при транспортировании массы к вентилятору швырялки.

$$\alpha = \arcsin \frac{h_0}{L} \quad (9.14)$$

$$\alpha = \arcsin \frac{2}{3.125} = 0.69 \text{ рад}$$

$$V_{om} > \sqrt{\frac{30,05 \cdot 60 (\cos 0,69 \cdot 0,55 + \sin 0,69)}{0,5 \cdot 1,22}} = 2,28 \text{ м/с}$$

Скорость V_m транспортирования резки по трубопроводу, обеспечивающую данную производительность Q_{px} , определяем по формуле:

$$V_m = \frac{4Q_{px}}{0.1\pi D^2 \gamma_m} \text{ м/с} \quad (9.15)$$

Где D - диаметр трубопровода эксгаустера, м.

Принимается согласно ГОСТ 17428-72 для трубопроводов и измельченной растительной массы 250 ± 3 либо 300 ± 3 мм.

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$V_m = \frac{4 \cdot 3}{0.1\pi \cdot 60 \cdot 0.32} = 7,07 \text{ м/с}$$

Скорость V_ϵ воздушного потока в трубопроводе рассчитывается по формуле:

$$V_\epsilon = 1,1V_{om} + V_m \quad (9.16)$$

$$V_\epsilon = 1,1 \cdot 2,28 + 2,07 = 9,6 \text{ м/с}$$

Потребная производительность вентилятора с учетом потерь по длине трубопровода рассчитывается по формуле:

$$g_\epsilon = (1,1 \div 1,24) \frac{\pi D^2}{4} V_\epsilon \text{ м}^3/\text{с} \quad (9.17)$$

$$g_\epsilon = 1,24 \frac{\pi 0,3^2}{4} 9,6 = 0,84 \text{ м}^3/\text{с}$$

Полное давление H_0 вентилятора рассчитывается по формуле:

$$H_0 = 9.8 \frac{\rho V_\epsilon}{2g} \left[z_p \left(\frac{0.375}{1 - \frac{d_0}{D}} - 1 \right) + 1 + \xi \frac{L}{D} \right] \text{ Па} \quad (9.18)$$

Где d_0 - приведенный диаметр измельчаемого материала, м;

ξ - коэффициент сопротивления трубопровода;

z_p - число одновременно транспортирующих частиц резки.

$$\xi = 0.0125 + \frac{0.011}{D} \quad (9.19)$$

$$z_p = \frac{Q_{px} L}{(\gamma_m \pi d_0^2 l_{cp} V_m) / 2} \quad (9.20)$$

$$d_0 = 1.4 \sqrt{\frac{4 l_{cp} d_m}{\pi}} \quad (9.21)$$

Где $d_m = 0,0025$ м – диаметр материала

$$\xi = 0.0125 + \frac{0.011}{0,3} = 0,0162$$

$$z_p = \frac{3 \cdot 3,125}{(60\pi \frac{0,0025^2}{2} 0,05 \cdot 7,07)} = 44800$$

$$d_0 = 1.4 \sqrt{\frac{4 \cdot 0,05 \cdot 0,0025}{\pi}} = 1,76 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$H_0 = 9,8 \frac{1,22 \cdot 9,6}{2 \cdot 9,8} \left[44800 \left(\frac{0,375}{1 - \frac{1,7 \cdot 10^{-2}}{0,3}} - 1 \right) \right] = 32856 \text{Па}(0,32a)$$

По полученным значениям g_ϵ и H_0 подбираем вентилятор-швырялку.

После выбора вентилятора швырялки мощность $N_{вен}$ на привод рассчитываем по формуле :

$$N_{вен} = \frac{g_\epsilon H_0 (1 + \mu)}{999,6 \eta_\epsilon} + \frac{4Q_{px} \pi^2 n_\epsilon^2}{102 \eta_m} \quad (9.22)$$

Где $\eta_\epsilon = 0,25-0,36$ – КПД швырялки по воздуха;

η_m - КПД швырялки по резке (для соломы 0,5; для силоса 0,85);

n - рабочая частота вращения ротора вентилятора швырялки;

μ - коэффициент весовой концентрации силоса.

$$\mu = \frac{Q_{px}}{g_\epsilon \cdot \rho} \quad (9.23)$$

$$\mu = \frac{3}{0,84 \cdot 1,22} = 2,92$$



10. ОПИСАНИЕ И РАСЧЕТ УСТРОЙСТВА ДЛЯ СТЕРИЛИЗАЦИИ (ПАСТЕРИЗАЦИИ) МОЛОКА.

Под пастеризацией понимают нагревание молока от 63°C до температуры несколько ниже точки кипения. Молоко, получаемое от больных коров (туберкулез, ящур, бруцеллез), пастеризуют в обязательном порядке. При пастеризации происходит гибель микроорганизмов и споровых форм. Аппараты, применяемые для пастеризации молока и молочных продуктов, называют пастеризаторами.

Устройство содержит корпус *1*, внутри которого установлен ротор *2*, выполненный в виде плоского диска. Зазор *a* между внутренней поверхностью корпуса и наружной поверхностью ротора (диска) для перемещения и нагрева обрабатываемого молока составляет не более $0,5\text{ мм}$. Для подачи молока в зазор *a* в корпусе вблизи оси вращения для повышения давления продукта в процессе обработки благодаря центробежным силам вмонтирован патрубок *3*. Для отвода стерилизованного (пастеризованного) молока корпус снабжен патрубками *4* (Рис.10.1), размещенными у его периферии. Корпус *1* имеет ребра *5* жесткости. Ротор (диск) закреплен на валу *6*, установленном в блоках *7* при помощи муфт *8* с подшипниками *9* качения. Уплотнение *10* обеспечивает двустороннюю непроницаемость камеры *11*, которая находится

между центральными частями вала *6* и муфты *8* и сообщается с пространством зазора *a* при помощи кольцевых проходов *12*. Таким образом, возможна подача стерилизуемого (пастеризуемого) продукта в камеру *11*, если это почему-либо желательно, при этом охлаждается в известной мере вал *6*. Обе половины корпуса *1* скреплены посредством штифтов *13*. Вал *6* получает вращение от электродвигателя *14*.

Работает устройство следующим образом.

Стерилизуемый (пастеризуемый) продукт поступает в пространство зазора *a* между корпусом *1* и ротором (диском) *2* через патрубок *3* самотеком или под давлением при 10°C . Здесь он подвергается нагреву благодаря вращению ротора (диска) и описывает спиральный или геликоидальный путь от входа до выхода через патрубок *4*. Действие центробежной силы суммируется с термическим эффектом нагревания, что способствует разрушению микроорганизмов, которые могут присутствовать в продукте. Причем на выходе, т. е. через $0,6\text{ сек}$, температура молока достигает 145°C . Температуру нагревания регулируют путем изменения либо скорости вращения диска, либо расхода жидкости. Например, диск диаметром 400 мм и толщиной 16 мм может быть установлен на расстоянии $0,3\text{ мм}$ от стенок корпуса, при вращении он будет делать 3000 об/мин . При этом достигается температура 145°C при расходе 120 л/час молочных сливок, подлежащих стерилизации.

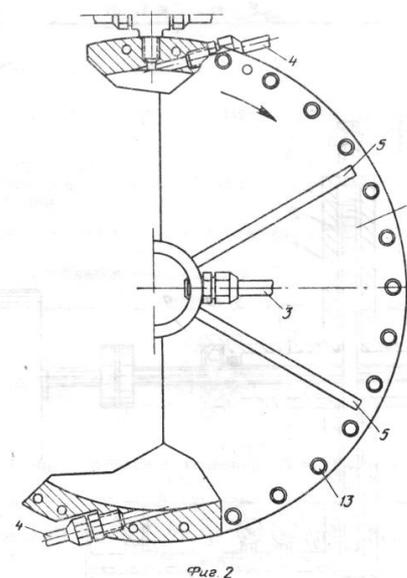
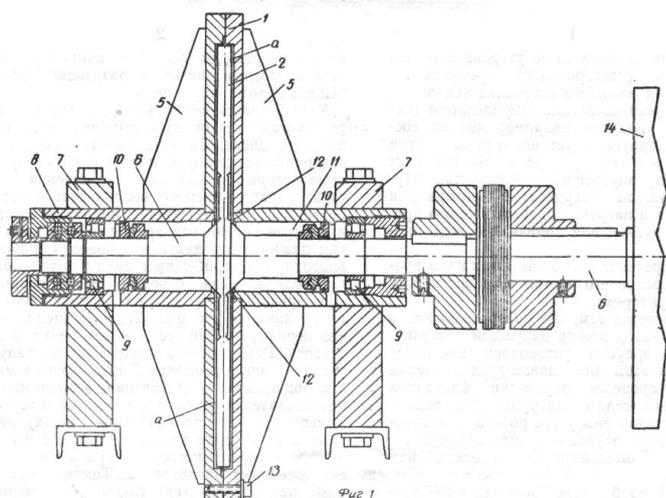


Рис.10.1 Устройство для стерилизации (пастеризации) продукта.

Расчет устройства для пастеризации.

Задачей расчета является определение вращающего момента на валу и требуемой мощности электродвигателя устройства. Данные для расчета берутся из **Приложения 10**. Вариант указывается преподавателем.

Наибольшей мощностью, которую будет потреблять электродвигатель устройства является пусковая мощность. Для определения пусковой мощности $N_{п}$ установки, Вт воспользуемся следующей формулой

$$N_{п} = \frac{I \cdot \omega^2}{t_{разг} \cdot \eta_{пер}}, \quad (10.1)$$

где I – момент инерции ротора (диска) устройства, $кг \cdot м^2$; ω – угловая скорость ротора, $с^{-1}$; $t_{разг}$ – время разгона ротора до рабочих оборотов, $с$; $\eta_{пер}$ – КПД передаточного механизма.

Момент инерции I ротора устройства, $кг \cdot м^2$ находим по формуле

$$I = \frac{m \cdot R^2}{2}, \quad (10.2)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (10.3)$$

при этом $m = \rho \cdot V$, время разгона $t_{разг} = 1 \dots 2$ мин.,

Где: m – масса ротора, $кг$;

R – радиус ротора, $м$;

$\rho = 6200 \dots 7800$ $кг/м^3$ – плотность материала;



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot H}{4} \quad \text{– объем ротора; м}^3.$$

Общий КПД передачи $\eta_{\text{пер.}}$ находим как

$$\eta_{\text{пер.}} = \eta_{\text{под}} \cdot \eta_{\text{муфт.}}, \quad (10.4)$$

где $\eta_{\text{под}}$ – КПД подшипников качения ($\eta_{\text{под}} = 0,99$); $\eta_{\text{муфт.}}$ – КПД соединительных муфт ($\eta_{\text{муфт.}} = 0,98$).

Для определения вращающего момента M , Н·м на роторе устройства воспользуемся следующей формулой:

$$M \cdot \omega = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H, \quad (10.5)$$

где ω – площадь живого сечения потока на выходе из ротора, м²; $\rho = 1029$ кг/м³ – плотность молока; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения; Q – производительность установки, м³/с; H – напор, создаваемый установкой, м.

При этом

$$H = k \frac{u^2}{g}, \quad (10.6)$$

где $k = 0,001$ – коэффициент напора; u – окружная скорость ротора, м/с.

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}, \quad (10.7)$$

где D и n – соответственно диаметр, м, и частота вращения рабочего колеса, ротора, мин⁻¹.

Поскольку имеем,
$$M = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\omega} \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (10.8)$$



11. РАСЧЕТ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ГОМОГЕНИЗАЦИИ МОЛОКА.

Гомогенизация молока — дробление жировых шариков до размеров, затрудняющих естественный отстой жира в молоке. В основном ее применяют для улучшения условий хранения молока без отстоя. Для этого используют гомогенизаторы.

Гомогенизатор состоит из станины, в которой установлены с одной стороны масляная ванна с кривошипно-шатунным механизмом и с другой стороны на нижней площадке размещен блок цилиндров с гомогенизирующей головкой. В блоке цилиндров расположены по три всасывающих и нагнетательных клапана и три плунжера.

Молоко, нагретое до температуры 60...70°C, с помощью плунжерных насосов под давлением до 25 МПа проходит через всасывающую полость блока цилиндров и продавливается плунжерами через нагнетательный клапан и рабочую щель гомогенизирующих головок со скоростью до 200 м/с, обеспечивающей разрушение и дробление жировых шариков.

Описание и конструкция гомогенизирующей головки.

Гомогенизирующая головка содержит корпус 1 с установленными в нем клапаном 2, седлом 3, штоком 4 с осевым отверстием 5 и управляющим элементом 6. В корпусе 1 выполнена камера 7 противодействия с поршнем 8. Клапан 2, шток 4 и поршень 8 выполнены в виде единого цилиндрического элемента 9 с осевым отверстием 10. Рабочая поверхность 11 поршня 8 представляет собой кольцевой выступ, образованный за счет выполнения хвостовой части 12 цилиндрического элемента 9 меньшего диаметра. Хвостовая часть 12 установлена с возможностью взаимодействия с управляющим элементом 6, размещенным вне корпуса 1. Осевое отверстие 10 сообщено с камерой противодействия посредством радиальных отверстий 13, выполненных в хвостовой части 12 цилиндрического элемента 9. Корпус 1 установлен на нагнетательном коллекторе 14, из которого продукт поступает в гомогенизирующую головку через вход 15. Камера 7 противодействия выполнена со сливным каналом 16, игольчатым дросселем 17 и пробкой 18. В корпусе 1 выполнен выход 19 для гомогенизированного продукта. Седло 3 выполнено с кольцевыми проточками 20. Гомогенизирующая головка имеет уплотнение 21. Управляющий элемент 6 может быть выполнен в виде возвратной пружины 22 (Рис.11.1), выполняемой с большим ходом и усилием сжатия, незначительно превышающим усилием перемещение клапана.

Пружина 22 размещена в стакане 23 с наружной конической поверхностью 24 и радиальными пропилами 25. Стакан 23 установлен на корпусе 1 посредством внутреннего резьбового соединения 26 с возможностью взаимодействия со стопорной гайкой 27 с внутренней конической поверхностью 28.

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Гомогенизирующая головка, изображенная на (рис.11.1) работает следующим образом. Из нагнетательного коллектора 14 продукт, например, молоко, поступает на вход 15 головки и проходит в щель между седлом 5 и клапаном, где гомогенизируется за счет падения давления и увеличения скорости истечения, затем гомогенизируемый продукт выходит из головки через выход 19, при этом часть продукта по отверстиям 10 и 13 поступает в камеру 7 противодействия, посредством которой создается гидравлическое усилие, уравнивающее силу, открывающую клапан 2 от седла 3, при этом клапан находится во взвешенном ("плавающим" или равновесном) состоянии. Для автоматического удаления из камеры противодействия газовых включений в рабочем продукте и его постоянного обновления в процессе эксплуатации головки служит сливной канал 16 с игольчатым дросселем 17 пружина 22 воздействует на хвостовую часть 12 цилиндрического элемента 9, выведенного из камеры противодействия наружу обеспечивая требуемый рабочий зазор (50...500 микрон) в щели головки, при этом пружина обеспечивает обратный ход клапана или нижний предел указанного диапазона, а верхний предел обеспечивается стаканом 23 с гайкой 27, его установкой в головке перед началом работы.

В щели между седлом и клапаном среднее давление продукта существенно меньше давления в камере противодействия, которое в камере примерно равно давлению (заданному) на выходе коллектора, что позволяет за счет разности площади рабочей поверхности 11 поршня 8, площади седла и усилия пружины обеспечить расчетное уравнивание клапана, то есть клапан уравнивается в процессе эксплуатации головки путем применения камеры противодействия и ее геометрических параметров.

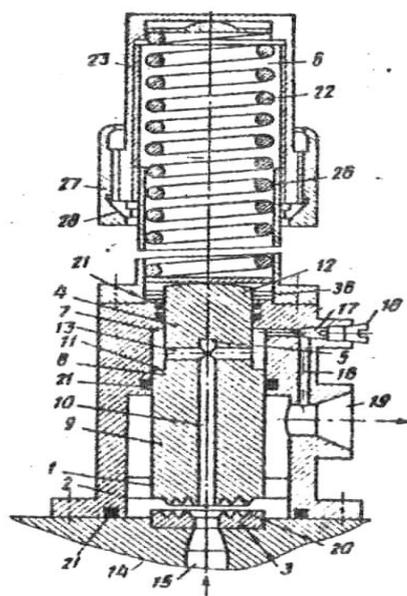


Рис. 11.1. Гомогенизирующая головка:

1 — корпус; 2 — клапан; 3 — седло; 4 — шток; 5 — отверстие; 6 — управляющий элемент; 7 — камера противодействия; 8 — поршень; 9 — цилиндрический элемент; 10 — осевое



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

отверстие; 11 — рабочая поверхность; 12 — хвостовая часть; 13 — радиальные отверстия; 14 — коллектор; 15 — вход в гомогенизирующую головку; 16 — сливной канал; 17 — игольчатый дроссель; 18 — пробка; 19 — выход; 20 — кольцевые проточки; 21 — уплотнение; 22 — возвратная пружина; 23 — стакан; 24 — наружная коническая поверхность; 25 — радиальные пропилки; 26 — резьбовое соединение; 27 — стопорная гайка; 28 — внутренняя коническая поверхность.

Выполнение равенства в основном обеспечивается регулированием усилия сжатия пружины 22 посредством наворачивания стакана 23 на корпус 1, при этом стопорение стакана в заданном положении осуществляется за счет сжатия конической поверхности 24, снабженной радиальными пропилами 25, внутренней конической поверхностью 28, гайки 27. Конструкция с возвратной пружиной, установленной в стакане на корпусе 1, позволяет исключить дополнительную гидросистему для обеспечения давления гомогенизации на гомогенизаторах большой производительности, а также увеличить эксплуатационный ресурс пружины.

Данные для расчета берутся из **Приложения 11**. Вариант указывается преподавателем.

Расчет устройства.

Определение силы пружины при рабочей деформации.

Для подбора пружины, используемой в качестве возвратной в конструкции гомогенизирующей головки определим силу, которую она должна развивать при рабочей деформации.

Для этого составим уравнение равновесия клапана

Расчетное уравновешивание клапана

$$p_{\text{кам}} \cdot S_1 + F_{\text{пруж1}} + F_{\text{пруж2}} = p_{\text{щели}} \cdot S_2, \quad (11.1)$$

где $p_{\text{кам}}$ — давление в камере противодействия, Н/см²; $p_{\text{щели}}$ — давление, действующее на клапан в щели, Н/см²; S_1 — площадь торца тарелки клапана или основание камеры противодействия, см²; S_2 — площадь седла клапана, см²; $F_{\text{пруж2}}$ — сила действия силовой пружины на клапан, Н; $F_{\text{пруж1}}$ — сила предварительно деформированной пружины, Н.

При этом должны выполняться неравенства

$$\begin{aligned} p_{\text{кам}} &> p_{\text{щели}} \\ S_2 &> S_1. \end{aligned} \quad (11.2)$$

Площади торца тарелки клапана S_1 и седла S_2 клапана определяем по формулам:

$$\begin{aligned} S_1 &= \frac{\pi \cdot (d_{\text{седл.}}^2 - d_{\text{шт.}}^2)}{4}, \\ S_2 &= \frac{\pi \cdot d_{\text{седл.}}^2}{4}, \end{aligned} \quad (11.3)$$

где $d_{\text{седл.}}$ — диаметр седла клапана, см; $d_{\text{шт.}}$ — диаметр штока, см.

Для определения давлений в рабочей щели и камере противо-



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

давления воспользуемся следующим выражением:

$$Q \cdot p \cdot \eta = Q_{щели} \cdot p_{щели} + Q_{кам.} \cdot p_{кам.} \quad (11.4)$$

где Q — подача плунжерного насоса гомогенизатора, м³/с; $Q_{щели}$ — расход молока через рабочую щель, м³/с; $Q_{кам.}$ — расход жидкости через осевое отверстие в клапане, м³/с;

p , $p_{щели}$ и $p_{кам.}$ — давление молока соответственно от плунжерного насоса, в рабочей щели и осевом отверстии, Па; η — механический КПД головки.

Давление в рабочей щели (или давление, действующее на клапан) $p_{щели}$ является разностью давлений на входе в гомогенизирующую головку p и при выходе из рабочей щели в полость корпуса $p_{вых.}$

Поэтому для определения давления на клапан в щели $p_{щели}$, МПа, воспользуемся следующей формулой:

$$p_{щели} = \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (11.5)$$

Расчет расхода молока через рабочую щель производим из выражения

$$Q_{щели} = \mu \cdot S_{max} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta p_{ст} / \rho}, \quad (11.6)$$

где $Q_{щели}$ — расход жидкости (молока) через рабочую щель, м³/с; μ — коэффициент расхода, учитывающий гидравлические сопротивления, особенности движения жидкости и конструкции гомогенизирующей головки, S_{max} — максимальная площадь сечения между седлом и клапаном, м², $\Delta p_{ст}$ (или $p_{щели}$) — разность давлений между p и $p_{вых.}$ Па; ρ — плотность жидкости (молока).

При этом

$$S_{max} = \pi \cdot d_{клап} \cdot h_{max}, \quad (11.7)$$

где $d_{клап}$ — диаметр клапана, м, h_{max} — максимальный зазор рабочей щели, мм.

$$\mu = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\alpha_c - \alpha_1 \cdot \left(\varepsilon \frac{S_{max}}{S_{вход}} \right)^2 + \xi}}, \quad (11.8)$$

где ε — коэффициент сжатия, учитывающий уменьшение площади поперечного сечения потока из-за отрыва струек жидкости от стенок, по рекомендациям [] принимаем $\varepsilon = 1$; α_c и α_1 — коэффициенты кинетической энергии в сжатом и начальном сечениях потока. При развитом турбулентном движении их можно принять равными 1; ξ — коэффициент, учитывающий гидравлические сопротивления на участке между первым и вторым сечением; $S_{вход}$ — площадь входного отверстия, м².

$$S_{\text{вход}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{вход}}^2}{4}, \quad (11.9)$$

где

$d_{\text{вход}}$ — диаметр входного отверстия, м.

Отсюда,

$$\mu = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\alpha_c - \alpha_1 \cdot \left(\varepsilon \frac{4 \cdot d_{\text{кран}} \cdot h_{\text{max}}}{d_{\text{вход}}^2} \right)^2 + \xi}} \quad (11.10)$$

Давление молока в камере противодействия $p_{\text{кам.}}$ МПа, выражаем из формулы

$$p_{\text{кам}} = \frac{Q \cdot p \cdot \eta - Q_{\text{цели}} \cdot p_{\text{цели}}}{Q_{\text{кам}}}, \quad (11.11)$$

Из выражения сила действия силовой пружины на клапан определится следующим образом

$$F_{\text{пруж2}} = p_{\text{цели}} \cdot S_2 - p_{\text{кам}} \cdot S_1 - F_{\text{пруж1}}$$

Силу предварительно деформированной пружины принимаем $F_{\text{пруж1}} = 5$ Н (из требований конструкции).

Опорные вопросы:

1. Температура молока при пастеризации должна быть, °С:

а) 98-100; б) 85-90; в) 72-76; г) 63-65; д) ≥ 100

2. Продолжительность фазы молока при котором происходит бактериализация микробной среды :

- а) увеличивается при нагревании молока до $t=4$ °С;
- б) увеличивается при охлаждении молока до $t=4$ °С;
- в) уменьшается при нагревании молока до $t=4$ °С;
- г) увеличивается при нагревании молока до $t=55$ °С;
- д) увеличивается при подержании температуры молока $t=36.6$ °С;
- е) не зависит от температуры молока.

3 Гомогенизация молока предназначена для:

- а) производства молока поточным способом;
- б) диспергирования жировых шариков;
- в) высокотемпературной обработки молока;
- г) низкотемпературной обработки молока;
- д) очистки молока от загрязнений.

4 Температурный график показывает:

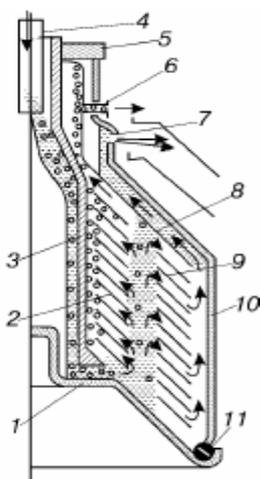
- а) параллельноточный теплообмен между горячим и холодным молоком;
- б) противоточный теплообмен между молоком и водой;
- в) противоточный теплообмен между горячим и холодным молоком;
- г) параллельноточный теплообмен между молоком и водой;
- д) теплообмен между молоком и водой в секции пастеризации



5 Тепловая обработка молока, увеличивающая срок его хранения, называется:

- а) нормализацией;
- б) сепарированием;
- в) пастеризацией;
- г) очисткой;
- д) гомогенизацией.

6 Представленный на схеме барабан сепаратора предназначен для:



- а) очистки молока;
- б) нормализации молока;
- в) сепарирования молока;
- г) гомогенизации;
- д) отжима творожной массы.

7. Укажите, каким управляющим воздействием изменяют жирность сливок в бытовых сепараторах?

- а) Изменением частоты вращения барабана;
- б) Изменением положения отверстия для выхода сливок относительно оси вращения барабана;
- в) Изменением подачи молока в барабан.

8. Укажите, какой должна быть температура молока в момент сдачи его перерабатывающему предприятию?

- 1 – Менее 3⁰С;
- 2 – Менее 6⁰С;
- 3 – Менее 10⁰С.

9. Укажите, в какой взаимосвязи находятся основные факторы, определяющие режимы пастеризации молока?

- а) Температура молока и продолжительность выдержки не взаимосвязаны;
- б) Продолжительность выдержки и температура молока находятся в обратной зависимости;
- в) Температура молока и продолжительность выдержки находятся в прямо пропорциональной зависимости.

10. Укажите, какое оборудование из перечисленного ниже применяют для пастеризации молока?

- 1 – РПО-2,5, ОМ-1А;
- 2 – ОПФ-1, А1-ОКЛ-3;
- 3 - Г9-ОСП, Г9-ОМА.

11. Укажите, на каком свойстве молока, как дисперсной системы, основана работа сепаратора-сливкоотделителя?

- а) На разности жирности плазмы молока и молочного жира;
- б) На разности размеров жировых шариков и частиц плазмы;
- в) На разности плотностей молочного жира и плазмы молока.

12. Укажите, какие из перечисленных тепловых пастеризационных установок



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

являются

наиболее экономичными по расходу энергии?

- а) ВДП-600, Г6-ОПА-600;
- б) ОПФ-1, ОПУ-3М;
- в) П-1,2, ОПД-1М.

13. Укажите, как регулируют жирность сливок в сепараторах открытого типа?

- а) Изменением количества тарелок в барабане;
- б) Изменением подачи молока;
- в) Изменением положения полого винта на разделительной тарелке.

(Нужное подчеркнуть)

12. РАСЧЕТ ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА С ФРЕЗЕРНЫМ ПРИСПОСОБЛЕНИЕМ ДЛЯ ОТРЕЗАНИЯ И ДОИЗМЕЛЬЧЕНИЯ СИЛОСНОЙ МАССЫ.

Основными параметрами фрезерного приспособления являются: длина l_{ϕ} и диаметр D фрезбарабана; частота вращения фрезбарабана n ; глубина фрезерования h_{ϕ} ; частота вращения стрелы n_2 ; количество ножей z ; мощность, потребная на привод N ; производительность на отрезание корма Q_1 ; а также производительность погрузчика за полный цикл работы. Данные для расчета берутся из **Приложения 12**. Вариант указывается преподавателем.

Фронтальный погрузчик с фрезерным приспособлением представлен на *рис. 12.1*

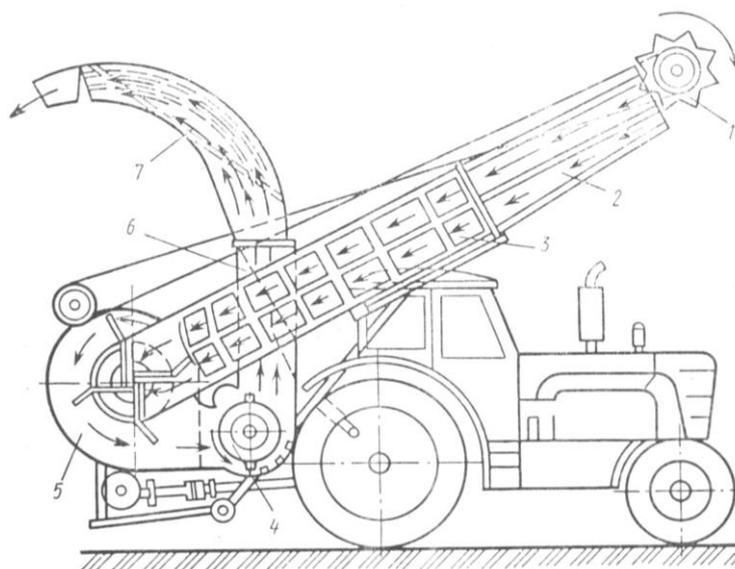


Рис.12.1. Фронтальный погрузчик с фрезерным приспособлением. 1- Фрезбарабан, 2- конфузор, 3- всасывающий трубопровод, 4- вентилятор с дозмельчителем, 5- вентилятор – швырялка, 6- выгрузная горловина, 7 – дефлектор.

Длину фрезбарабана выбирают по ширине агрегата ($H_{агр}$):

$$l_{\phi} = (1 \dots 0,75) H_{агр}, \text{ м}$$

На погрузочных средствах с хорошей маневренностью, к которым можно отнести погрузчик ПКУ-0,8, длину барабана с целью уменьшения материалоемкости и энергоемкости можно принимать $l_{\phi} = 0,75 H_{агр} \approx 1,5 \text{ м}$

Диаметр фрезбарабана принимают в пределах $D = 0,5 - 0,6 \text{ м}$.

Количество ножей на барабане в значительной степени зависит от его конструкции и составляет 60-120 шт.

Скорость фрезерования на силосе и на грубых кормах. Поэтому привод фрезбарабана необходимо принимать двухскоростным в случае, если планируется использовать средство на погрузке силосованных и грубых



кормов.

Частота вращения фрезбарабана определяется из выражения

$$n_1 = \frac{30v}{\pi r_2}, \text{ мин}^{-1}$$

Частота вращения стрелы определяется:

$$n_2 = \frac{30v_2^2}{\pi L_c}, \text{ мин}^{-1}$$

Где v_2 - скорость опускания стрелы, $v_2 \approx 0,0167$ м/с;

L_c - длина стрелы; $L_c = 2.5$ м.

Глубина фрезерования принимается в пределах $h_\phi = (0.6 - 0.7)D$, м.

Производительность фрезбарабана на отрезание материала:

$$Q = \frac{60\pi r_2 L_c \arccos\left(1 - \frac{h_\phi}{r_2}\right) l_\phi \rho n_1 n_2}{(n_2 + n_1)}, \text{ кг/ч}$$

Где ρ - плотность материала, 200 кг/м³.

Мощность на отрезание и разгон порций корма определяется из выражения.

$$N_1 = \frac{L_c v}{1000 z_1 (1 + u)} \left(\pi k_1 l_\phi + 0.5 v_c^2 l_1 \rho z \arccos\left(1 - \frac{h_\phi}{r_2}\right) \right), \text{ кВт}$$

Где u - отношение угловой скорости фрезы к угловой скорости стрелы;

k_1 - суммарное сопротивление фрезерованию, включающее в себя сопротивление резанию и сопротивление деформациям транспортируемого груза.

Величину k_1 определяют из выражения

$$k_1 = 117.53 l_n h_\phi + 310,84$$

Мощность холостого хода фрезбарабана определяется из выражения

$$N_{xx} = l_\phi k_{xx}, \text{ кВт}$$

Где k_{xx} - коэффициент, учитывающий энергетические затраты при холостом ходе фрезбарабана. Принимаем $k_{xx} = 1$, $k_{xx} = 2$ кВт/м

Суммарная мощность, потребная на привод фрезбарабана N_ϕ :

$$N_\phi = N_1 + N_{xx}$$

Расчет остальных рабочих органов данного фронтального погрузчика производим согласно расчету представленному в задание 9 «**Расчет погрузчика кормов**».



ПРИЛОЖЕНИЕ

В данном разделе приведена информация номеров варианта и дополнительная справочная информация необходимая для расчетов. Номера вариантов заданий задается преподавателем.

Приложение 1

Таблица 1

“Определение основных параметров молотковой дробилки.”

№ варианта	Q т/час	k	q' кг/сек м².	P кг	δ мм	φ	μ₁	S м	k₁	k₂	f₁	τ сек
1	2	4	3	120	2	1.25	2	10	0.46	0.21	0.3	10
2	2.5	3	2.5	110	2.5	1.3	3	8	0.45	0.22	0.4	15
3	3.0	4	3.5	130	2	1.2	2	12	0.44	0.23	0.5	20
4	1.8	3	3	140	2.5	1.25	3	10	0.46	0.21	0.6	25
5	2	4	2.5	120	2	1.3	2	8	0.45	0.22	0.3	10
6	2.5	3	3.5	110	2.5	1.2	3	12	0.44	0.23	0.4	15
7	3.0	4	3	130	2	1.25	2	10	0.46	0.21	0.5	20
8	1.8	3	2.5	140	2.5	1.3	3	8	0.45	0.22	0.6	25
9	2	4	3.5	120	2	1.2	2	12	0.44	0.23	0.3	10
10	2.5	3	3	110	2.5	1.25	3	10	0.46	0.21	0.4	15
11	3.0	4	2.5	130	2	1.3	2	8	0.45	0.22	0.5	20
12	1.8	3	3.5	140	2.5	1.2	3	12	0.44	0.23	0.6	25
13	2	4	3	120	2	1.25	2	10	0.46	0.21	0.3	10
14	2.5	3	2.5	110	2.5	1.3	3	8	0.45	0.22	0.4	15
15	3.0	4	3.5	130	2	1.2	2	12	0.44	0.23	0.5	20
16	1.8	3	3	140	2.5	1.25	3	10	0.46	0.21	0.6	25
17	2	4	2.5	120	2	1.3	2	8	0.45	0.22	0.3	10
18	2.5	3	3.5	110	2.5	1.2	3	12	0.44	0.23	0.4	15
19	3.0	4	3	130	2	1.25	2	10	0.46	0.21	0.5	20
20	1.8	3	2.5	140	2.5	1.3	3	8	0.45	0.22	0.6	25
21	2	4	3.5	120	2	1.2	2	12	0.44	0.23	0.3	10
22	2.5	3	3	110	2.5	1.25	3	10	0.46	0.21	0.4	15
23	3.0	4	2.5	130	2	1.3	2	8	0.45	0.22	0.5	20
24	1.8	3	3.5	140	2.5	1.2	3	12	0.44	0.23	0.6	25
25	2	4	3	120	2	1.25	2	10	0.46	0.21	0.3	10

Пример расчета:

Для производительности 2 т/час



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Секундная производительность дробилки

$$q = \frac{Q}{3600} = \frac{2000}{3600} = 0.56 \text{ кг/сек}$$

Удельная нагрузка на единицу площади проекции дробильной камеры

$$q' = \frac{q}{LD}$$

Подставив в эту зависимость q и L , приравняв это равенство относительно D , получим

$$D = \sqrt{\frac{qk}{3600q'}} = \sqrt{\frac{2000 \cdot 4}{3600 \cdot 3}} = 0.86 \text{ м}$$

Ширина дробильной камеры

$$L = \frac{D}{k} = \frac{0.86}{4} = 0.2150 \text{ м}$$

Число оборотов ротора.

Определяем скорость, необходимую для измельчения зерна

$$V = \frac{P\Delta t}{m} = \frac{120 \cdot 12 \cdot 10^{-6}}{24 \cdot 10^{-6}} = 60 \text{ м/сек}$$

Число оборотов ротора будет равняться

$$n = \frac{60V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 60}{3.14 \cdot 0.86} = 1330 \text{ мин}^{-1}$$

Выбираем электродвигатель с числом оборотов 1450 мин^{-1} , тогда действительная скорость молотков станет

$$V_{\rho} = \omega R = \frac{\pi n}{30} R = \frac{3.14 \cdot 1450 \cdot 0.43}{30} = 65.3 \text{ м/сек}$$

Основные параметры молотков.

Так как

$$R_n = R - l, \text{ то } l = \frac{4}{19} \left(\frac{D}{2} - l \right),$$

таким образом,

$$l = \frac{2}{23} D = \frac{2}{23} 860 = 75 \text{ мм}$$

Длина молотка $a = 1,5l = 1.5 \cdot 75 = 112 \text{ мм}$

Ширина молотка $b = (0,4 - 0,45)a = 0,4 \cdot 112 = 45 \text{ мм}$

(толщина молотка рекомендуется для универсальных дробилок $\delta = 1,5 - 2$, для зерновых $\delta = 4 - 8 \text{ мм}$)

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Радиус подвески $R_n = R - l = 430 - 75 = 355$ мм

Размещение молотков может быть рядовым или шахматным и давать возможность легко осуществлять статическое и динамическое балансирование ротора.

$$z = \frac{210 \cdot 1}{2} = 105$$

Принимаем 6 секций (осей подвески) по 18 молотков в каждой. Тогда общее количество молотков будет равно $z = 6 \cdot 18 = 108$.

Мощность, необходимая для привода дробилки, определяется по формуле

$$N = N_{op} + N_{xx} + N_n + N_{mp}$$

Мощность, затрачиваемая на дробление зерна, равна

$$N_{op} = \frac{Aq}{102} = \frac{2400 \cdot 2000}{102 \cdot 3600} = 13 \text{ кВт}$$

q – производительность.

Мощность, необходимая для привода дробилки на холостом ходу, составляет 10-20% от мощности, затрачиваемой на дробление зерна.

$$N_{xx} = 0,1 \cdot N_{op} = 0,1 \cdot 13 = 1,3 \text{ кВт}$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления воздуха, определяется из такой зависимости

$$N_n = \frac{\varepsilon \cdot F \cdot \omega^3 \cdot R_0^3}{2g \cdot 102} = \frac{1,5 \cdot 0,024 \cdot 152^3 \cdot 0,41^3}{2 \cdot 9,8 \cdot 102} = 4,4 \text{ кВт},$$

где F – лобовая поверхность молотков, м²;

ε – коэффициент сопротивления воздуха.

При расчете дробилки с замкнутым циклом следует выводить поправочный коэффициент $\varepsilon_1 = (1,1 \div 1,2)\varepsilon$

R_0 – среднее значение радиуса приложения силы сопротивления воздуха;

$$R_0 = \frac{3}{4} \cdot \frac{R^4 - R_n^4}{R^3 - R_n^3} = \frac{3(0,43^4 - 0,35^4)}{4(0,43^3 - 0,35^3)} = 0,41 \text{ м}$$

ω – угловая скорость

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1450}{30} = 152 \text{ сек}^{-1}.$$

Мощность, затрачиваемая на транспортировку дробленого материала, определяется по формуле

$$N_{mp} = \frac{\Sigma H Q_n}{102} \text{ кВт}$$

где ΔQ_n – общие затраты воздуха, м³/сек;

ΣH – общий напор воздуха, кг/сек² (мм вод.ст.)

Необходимо определить расход воздуха и его скорость, диаметр тру-



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

бопровода, потери напора в трубопроводе и мощность, необходимую для привода вентилятора.

Расход воздуха станет

$$\Delta Q_n = \frac{Q}{3.6\mu\gamma_s} = \frac{2}{3.6 \cdot 2 \cdot 1.29} = 0.14$$

Минимальная скорость воздуха должна быть достаточной для поддержания дробленого материала в потоке воздуха.

Приравняв правые части этих двух уравнений и приняв диаметр частицы 3 мм, определим необходимую скорость воздуха для поддержания частицы в потоке

$$V_n = \sqrt{\frac{4gd\gamma_m}{6\gamma_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9.81 \cdot 0.003 \cdot 1300}{6 \cdot 1.5 \cdot 1.29}} = 3.7 \text{ м/сек}$$

$$V_n' = \varphi V_n = 0.8 \cdot 3.7 = 3 \text{ м/сек}$$

Для стойкости работы пневмотранспортера необходимо выполнить условие

$$V_\rho = \mu_1 V_n' = 2 \cdot 3 = 6 \text{ м/сек}$$

где V_ρ - средняя рабочая скорость воздуха, 6 м/сек.

Необходимая площадь поперечного сечения трубопровода будет равна

$$F = \frac{\Delta Q_n}{V_\rho} = \frac{0.14}{18} = 0.0115 \text{ м}^2$$

Диаметр трубопровода определим из формулы

$$d_T = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0115}{\pi}} = 0.15 \text{ м}$$

$$H_\rho = 1.29 \frac{18^2}{2 \cdot 9.8} (1 + 2 \cdot 0.7^2) = 42 \text{ кг/м}^2$$

$$H_{cm} = H_n + H_{mp} + H_\mu$$

$$H_n = (1 + \mu)\gamma_n h = (1 + 2)1.29 \cdot 5 = 19 \text{ кг/м}^2$$

где h – высота транспортирования смеси, $h=5$ м.

$$\lambda_m = 0.0124 + \frac{0.0011}{d_T} = 0.0124 + \frac{0.0011}{0.15} = 0.017; \quad \lambda_{cn} = 1.5 \cdot 0.017 = 0.02$$

$$H_{mp} = 0.025 \frac{10 \cdot 18^2}{0.15 \cdot 2 \cdot 9.8} (1 + 2)1.29 = 11 \text{ кг/м}^2$$

Потеря давления напора воздуха на преодоление сопротивления в местных переходах можно определить по формуле

$$H_M = \sum \varepsilon \frac{V_n^2 \gamma_s}{2g}$$

где ε - коэффициент сопротивления движению. Для перехода

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$\varepsilon_1 = 0.16$, для диффузоров $\varepsilon_2 = 0.1$, для циклона $\varepsilon_3 = 2$

$$\Sigma \varepsilon = 0.16 + 0.1 + 2 = 2.26$$

$$H_m = 2.26 \frac{18^2 \cdot 1.29}{2 \cdot 9.8} = 48 \text{ кг/м}^2$$

Суммарный напор воздуха, который должен обеспечить вентилятор, станет

$$H = 42 + 19 + 11 + 48 = 120 \text{ кг/м}^2$$

Мощность необходимая для пневматической транспортировки дробленого материала

$$N_{mp} = \frac{\Sigma H Q}{102 \eta_s} = \frac{120 \cdot 0.22}{102 \cdot 0.8} = 0.32 \text{ кВт}$$

Общая мощность для привода дробилки

$$N = 13 + 1.3 + 4 + 0.32 = 18.62 \text{ кВт}$$

Выбираем электродвигатель для привода дробилки мощностью 20 кВт. Число оборотов 1450 мин⁻¹.

Определение оси подвески молотка.

Крутящий момент, приходившийся на 1 молоток

$$M_{\partial \varepsilon} = 974 \frac{N}{n z}$$

Момент трения в шарнире молотка

$$M_T = \frac{d_n}{2} f_1 m \omega^2 R_y$$

где d_n - диаметр пальца подвески. Для расчета массы молотка принимаем диаметр пальца подвески 20 мм;

R_y - радиус центра тяжести.

$$R_y = \frac{D}{2} - \frac{G}{2} = \frac{0.86 - 0.112}{2} = 0.37 \text{ м}$$

m -масса молотка

$$m = \frac{G}{g}$$

G – вес молотка

$$G_m = \gamma_{cm} \left(av \delta - \frac{\pi d^2 n}{4} 2 \delta \right) = 7800 \left(0.045 \cdot 0.112 \cdot 0.002 - \frac{3.14 \cdot 0.02^2 \cdot 2 \cdot 0.002}{4} \right) = 0.078 \text{ кг}$$

$$m = \frac{0.078}{9.81} = 0.008 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$$

Момент вращения одного молотка

$$M_0 = T l_1$$

где T – сила, которая поворачивает молоток,

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$T = \frac{Q\tau k_n}{3600z} = \frac{2000 \cdot 15 \cdot 1.3}{3600 \cdot 108} = 0.1 \text{ кг}$$

l_1 - плечо приложения силы

$$l_1 = \sqrt{l^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2} = \sqrt{75^2 + \left(\frac{45}{2}\right)^2} = 88 \text{ мм}$$

$$d = \frac{2Tl_1}{fm\omega^2 R_y} = \frac{2 \cdot 0.1 \cdot 0.088}{0.3 \cdot 0.008 \cdot 152^2 \cdot 0.37} = 1 \text{ мм}$$

Общая центробежная сила, которая действует на палец, станет

$$P_y = m\omega^2 R_y (z_1 - 2) = 0.008 \cdot 152^2 \cdot 0.37 \cdot 15 = 1107 \text{ кг}$$

z_1 - число молотков в одной секции

Расстояние между точками крепления пальца

$$L_1 = L - 2c = 210 - 2 \cdot 25 = 160 \text{ мм}$$

C – расстояние от точки крепления пальца до боковой стенки дробильной камеры.

$$M_{uz} = \frac{P_1 L_1^2}{8} = \frac{69 \cdot 16 \cdot 16}{8} = 2208 \text{ кг·см}$$

P_1 - равномерное нагружение на погонный метр длины пальца

$$P_1 = \frac{P_y}{L_1} = \frac{1107}{16} = 69 \text{ кг/см}$$

Диаметр пальца подвески будет равен

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{uz}}{0.1\delta_{uz}}} = \sqrt[3]{\frac{2208}{0.1 \cdot 959}} = 2.75 \text{ см}$$

Для дробилок с тремя точками крепления пальца расстояние между точками крепления пальца будет равно

$$L_2 = \frac{L_1}{2} = \frac{160}{2} = 80 \text{ мм}$$

Момент изгиба для пальца

$$M_{uz} = \frac{RL_2^2}{8} = \frac{69 \cdot 8^2}{8} = 552 \text{ кг·см}$$

Диаметр подвески пальца

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{uz}}{0.1\delta_{uz}}} = \sqrt[3]{\frac{552}{0.1 \cdot 950}} = 1.9 \text{ см}$$

Принимаем 2 см.



Приложение 2А

“Определение основных параметров барабанного аппарата ножевого типа”

Производительность Q , кг/с; измельчаемый материал ИМ; длина резки l_p , мм.; частота вращения барабана n_b , мин⁻¹; наибольшее допустимое угловое ускорение вала барабана $\varepsilon = d\omega/dt$, с⁻²; угол скольжения τ , град; число ножей, z , шт (далее уточняется); высота уплотненного слоя подаваемого материала $a=0.04$ м

Таблица 2

№ ва р	Q	ИМ	l_p	n_b	ε	τ	Z
1	2	сол	10	825	25	25	12
2	2,5	сено	15	800	26	26	10
3	3	сил	20	775	27	27	6
4	3,5	сол	50	750	28	24	3
5	4	сено	17	725	29	23	8
6	4,5	сил	25	700	30	25	10
7	5	сол	45	675	38	26	4
8	2,25	сено	27	650	37	27	8
9	2,75	сил	32	625	36	24	6
10	3,25	сол	30	600	35	23	12
11	3,75	сено	35	575	34	25	8
12	4,25	сил	37	900	33	26	6
13	4,75	сол	40	875	32	27	4
14	5,25	сено	43	850	31	24	3
15	3	сено	20	650	28	23	4
16	3,5	сил	20	680	29	25	8
17	2,25	сол	18	550	30	26	6
18	2,75	сено	27	575	38	27	12
19	3,25	сил	32	850	37	24	8
20	3,75	сол	41	800	36	23	6
21	4,25	сено	42	675	35	25	4
22	4,75	сено	20	650	34	26	10
23	5,25	сил	50	625	33	27	10
24	3	сол	17	600	32	24	4
25	3,5	сено	25	575	31	25	6

Пример расчета:

Исходные данные: Производительность $Q = 3,0$ (10,0) кг/с (т/ч); измельчаемый материал – солома; длина резки $l_p = 10-50$ мм; частота вращения барабана $n_b = 800$ мин⁻¹; наибольшее допустимое угловое ускорение вала барабана $d\omega/dt = 30$ с⁻²; угол скольжения $\tau = 24$ град. Барабан выполняется таким образом, чтобы на нем можно было устанавливать число ножей $z = 3, 4, 6, 8, 12$. Высоту уплотненного слоя подаваемого на измельчение материала принимаем $a = 0,04$ м

По заданной производительности Q и длине резки l_p находим ширину слоя b

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$b = \frac{Q}{a \cdot l_p \cdot \rho_c \cdot z \cdot n_{\delta}} = \frac{3,0 \cdot 60}{0,04 \cdot 0,01 \cdot 120 \cdot 12 \cdot 800} = 0,39 \text{ м}$$

Где, $l_p = 0,01 \text{ м}$ – длина резки (взята минимальной)

$z = 12$ – число ножей (взято максимальным)

$\rho_c = 120 \text{ кг/м}^3$ – плотность слоя.

Принимаем длину барабана $L_{\delta} = 450 \text{ мм}$

Рассчитаем радиус барабана по формуле:

$$R_{\delta} = \frac{z}{\pi} (L_{\delta} \cdot \text{tg } \tau - a) = \frac{12}{\pi} (0,45 \cdot 0,45 - 0,04) = 0,3 \text{ м}$$

Где $a = 0,04 \text{ м}$ – перекрытие ножей, принятое равным толщине слоя уплотненного материала.

Необходимо построить развертку барабана на плоскости, графически проверить перекрытие ножей и расположение лезвий. Далее находим угол закручивания ножей (если ножи винтообразные) по формуле

$$\varphi_3 = \frac{L_{\delta} \cdot \text{tg } \tau}{R_{\delta}} = \frac{0,45 \cdot 0,45}{0,3} = 0,675 \quad \varphi_3 = 40,5^{\circ}, \text{ что меньше } 90^{\circ}.$$

Проверяем расстояние между кромками режущих лезвий на развертке

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{\delta}}{z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,3}{12} = 0,157 \text{ м} \text{ и убеждаемся, что конструктивно ножи}$$

разместятся на барабане.

Определяем скорость подачи слоя на измельчение

$$V = \frac{Q}{a \cdot b \cdot \rho_c} = \frac{3}{0,04 \cdot 0,39 \cdot 120} = 1,6 \text{ м/с} \text{ которая является исходной для}$$

расчета питающего устройства. Окружная скорость ножей

$$V_{\delta} = \pi \cdot D_{\delta} \cdot \frac{n_{\delta}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,6 \cdot 800}{60} = 25 \text{ м/с}$$

Как видно значение V_{δ} (является скоростью резания) близко к оптимальному

($V_{p.опт.} = 30 \text{ м/с}$). Расположение оси барабана относительно противорежущей пластины определим по формуле

$$h = a + R_{\delta} \cdot \frac{V_c}{V_{\delta}} = 0,04 + 0,3 \frac{1,6}{25} = 0,0692 \text{ м}$$

Принимаем $h = 70 \text{ мм}$.

Проверим надежность заземления материала по условию

$$X_{защ} = \tau \leq 2 \cdot \varphi_{\min}$$

Количество устанавливаемых ножей в зависимости от требуемой длины резки можно определить по выражению

$$z = \frac{V_c \cdot 60 \cdot 1000}{n_{\delta} \cdot l_p}$$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

где, l_p - длина резки, мм.

Определяем момент резания

$$M_{рез.ср.} = P_{рез} \cdot R_{\sigma} = q \cdot \Delta S_{\max} \cdot R_{\sigma} = 0,75 \cdot 10 \cdot 0,1 \cdot 0,3 = 0,225 \text{ кНм}$$

Где $q = 0,75 \cdot q_0$ - удельное сопротивление резанию при угле скольжения τ ;

$q_0 = 10 \text{ кН/м}$ – удельное сопротивление резанию при $\tau = 0$;

$\Delta S_{\max} = 0,1 \text{ м}$ – длина активной части лезвия.

Вращающий момент на валу двигателя

$$M_{вр} = \frac{5}{3} M_{рез.ср} = \frac{5}{3} \cdot 0,225 = 0,375 \text{ кНм}$$

Мощность двигателя на привод измельчителя

$$N_{дв} = M_{вр} \cdot \omega = 0,375 \cdot 83,7 = 31,5 \text{ кВт}$$

Необходимый момент инерции маховых масс из условия прочности ротора (барабана) находим по формуле:

$$J = \frac{M_{вр}}{(dw/dt)_{\max}} = \frac{0,375}{30} \approx 0,0125 \text{ кДж} \cdot \text{с}^2$$

Приложение 2Б

“Определение основных параметров дискового измельчающего аппарата”

Исходные данные: производительность соломосилосорезки Q т/час, число оборотов крылача n , об/мин; объемный вес соломы γ , кг/м³; число ножей z ; коэффициент трения соломы по вальцам $f=0,65$; удельная нагрузка на см длины вальца $q=1,6-19$ кг/см; длина резки L мм; максимальный угол скольжения $\tau_{\max}=35^{\circ}$; минимальный угол скольжения $\tau_{\min}=40^{\circ}$; максимальный угол защемления $\chi_{\max}=24^{\circ}$; угол трения соломы по стали $\varphi=17-27^{\circ}$; питающее сопротивление резанию соломы $P=14-20$ кг/см.

Таблица 3

Вариант	Параметр							
	$Q, \text{т/час}$	$n, \text{мин}^{-1}$	$\gamma, \text{кг/м}^3$	z	f	$L, \text{мм}$	φ	$P, \text{кг/см}$
1	2.5	450	80	2	0.61	12	17	14
2	2.0	400	85	4	0.62	15	18	15
3	3.0	500	90	2	0.63	20	19	16
4	2.5	550	95	4	0.64	25	20	17
5	2.0	400	100	2	0.65	30	21	18
6	3.0	500	80	4	0.61	40	22	19
7	2.5	550	85	2	0.62	50	23	20
8	2.0	450	90	4	0.63	75	24	14
9	3.0	400	95	2	0.64	100	25	15
10	2.5	500	100	4	0.65	12	26	16
11	2.0	550	80	2	0.61	15	27	17
12	3.0	400	85	4	0.62	20	17	18
13	2.5	500	90	2	0.63	25	18	19
14	2.0	550	95	4	0.64	30	19	20
15	3.0	400	100	2	0.65	40	20	14
16	2.5	450	80	4	0.61	50	21	15
17	2.0	400	85	2	0.62	75	22	16
18	3.0	500	90	4	0.63	100	23	17
19	2.5	550	95	2	0.64	12	24	18
20	2.0	420	100	4	0.65	15	25	19
21	3.0	450	80	2	0.61	20	26	20
22	2.5	400	85	4	0.62	25	27	14
23	2.0	500	90	2	0.63	30	17	15
24	3.0	550	95	4	0.64	40	18	16
25	2.5	520	100	2	0.65	50	19	17

**Пример расчета:**

Для производительности $Q=2.5$ т/час, длине резки 12мм, плотности 100 кг/м^3 , частоты вращения 450 мин^{-1} , числе ножей 2.

Размеры горловины

$$ab = \frac{Q}{60 \cdot l_{\min} \cdot n \cdot \gamma \cdot z} = \frac{2500}{60 \cdot 0,012 \cdot 450 \cdot 100 \cdot 2} = 0,038 \text{ м}^2,$$

где а- высота горловины; b- ширина горловины.

Оптимальное соотношение между высотой и шириной горловины

$\frac{a}{b} = 0,25 \div 0,45$, принимаем $\frac{a}{b} = 0,3$. Так как $ab = 0,3b^2 = 0,038 \text{ м}^2$, то

$$b = \sqrt{\frac{0,038}{0,3}} = 360 \text{ мм} \quad a = 0,3 \cdot 360 = 108 \text{ мм}, \text{ принимаем } b=360 \text{ мм}, \quad a=110 \text{ мм}.$$

Число оборотов валцов определяется в зависимости от длины резки по формулам:

$$\text{Число оборотов нижнего вальца: } n_H = \frac{l_1 \cdot z \cdot n}{\pi \cdot D_H} = \frac{0,012 \cdot 2 \cdot 450}{3,14 \cdot 0,125} = 27 \text{ мин}^{-1};$$

$$\text{Число оборотов верхнего вальца: } n_B = \frac{l_1 \cdot z \cdot n}{\pi \cdot D_B} = \frac{0,012 \cdot 2 \cdot 450}{3,14 \cdot 0,165} = 19 \text{ мин}^{-1}.$$

Необходимая скорость подачи соломы при разной длине резки

$$V_1 = \frac{z \cdot n \cdot l_1}{60} = \frac{2 \cdot 450 \cdot 0,012}{60} = 0,18 \text{ м/сек};$$

$$V_2 = \frac{z \cdot n \cdot l_2}{60} = \frac{2 \cdot 450 \cdot 0,015}{60} = 0,22 \text{ м/сек}.$$

Мощность, которая необходима для привода соломосилосорезки:

а) Мощность, необходимая для привода транспортера,

$$N_1 = \frac{2,5 \cdot 0}{367} + \frac{2,5 \cdot 1,5 \cdot 0,35}{367} + 0,027 \cdot 14 \cdot 1,5 \cdot 0,35 + \frac{2,5 \cdot 1,6^2}{367 \cdot 9,8} = 0,2 \text{ кВт}.$$

$$\text{Среднее значение угла замещения } x_{cp} = \frac{x_{\max} + x_{\min}}{2} = \frac{50^0 + 24^0}{2} = 37^0$$

k - коэффициент, характеризующий соотношение между высотой и шириной горловины

V - скорость резания

$$V = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \left(\frac{r_{\max} + r_{\min}}{2} \right) = \frac{3,14 \cdot 450}{30} \cdot \left(\frac{520 + 163}{2} \right) = 16 \text{ м/сек}$$

$$N_2 = \frac{P \cdot a^2 \cdot V}{102 \cdot \sin x_{cp} \cdot b} = \frac{16 \cdot 11^2 \cdot 16}{102 \cdot 36 \cdot \sin 37^0} = 8,6 \text{ кВт}$$

Расход воздуха можно определить по формуле

$$Q_n = \frac{Q}{3,6 \cdot \mu \cdot \gamma_n} = \frac{2,5}{3,6 \cdot 0,55 \cdot 1,29} = 1 \text{ м}^3/\text{сек},$$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

V_n - скорость воздуха в трубопроводе, принимаем 25 м/сек.

Принимаем диаметр трубопровода $d_T = 250$ мм.

$$H_n = (1 + \mu) \gamma_B h;$$

$$H_n = (1 + 0,55) * 1,29 * 8 * 16 \text{ кг/м}^2$$

где h – высота транспортировки смеси – 8м.

где l_1 - длина трубопровода – 8м;

$\lambda_{см}$ - коэффициент сопротивления движению смеси.

$$\lambda_n = 0,0124 + \frac{0,0011}{d_T} = 0,024 + \frac{0,0011}{2,5} = 0,0164$$

$$\lambda_{см} = 1,5 * 0,0164 = 0,024$$

$$H_p = 0,024 \frac{8 \cdot 25^2}{0,25 \cdot 2 \cdot g} (1 + 0,55) 1,29 = 47 \text{ кг/м}^2$$

Расход напора в местных переходах определяется из следующей формулы:

$$H_m = \sum y \frac{V_n^2 \gamma_n}{2g} = \frac{0,16 \cdot 25^2 \cdot 1,29}{2 \cdot 9,81} = 6,5 \text{ кг/м}^2$$

где y – коэффициент сопротивления движению в переходах – 0,16.

Мощность, необходимая для пневматического транспортирования дробленой массы,

$$N_3 = \frac{Q_n \cdot H}{102} = \frac{1 \cdot 118}{102} = 1,16 \text{ кВт}$$

Общая мощность для пневматического транспортирования дробленой массы,

$$N = N_1 + N_2 + N_3 = 0,2 + 8,6 + 1,16 = 9,96 \text{ кВт.}$$

Необходимая мощность электродвигателя

$$N_d \frac{N}{\eta_H} = \frac{9,96}{0,85} = 11,71 \text{ кВт}$$

Приложение 2В**“Определение основных параметров измельчающего аппарата с подвижными и не подвижными ножами”**

Для всех вариантов: диаметр камеры измельчения $D_K = 840$ мм; диаметр ротора $D_P = 320$ мм.

Таблица 4

№ вар	Производительность Q т/ч;	Длина Резки, мм.	Число ножей	Плотность измельчаемого материала, γ кг/м³;
1	4.0	40	8	50
2	5.0	45	7	55
3	5.5	50	8	60
4	4.2	55	7	65
5	4.6	40	8	70
6	5.2	45	7	75
7	4.8	50	8	80
8	5.1	55	7	50
9	4.0	40	8	55
10	5.0	45	7	60
11	5.5	50	8	65
12	4.2	55	7	70
13	4.6	40	8	75
14	5.2	45	7	80
15	4.8	50	8	50
16	5.1	55	7	55
17	4.0	40	8	60
18	5.0	45	7	65
19	5.5	50	8	70
20	4.2	55	7	75
21	4.6	40	8	80
22	5.2	45	7	50
23	4.8	50	8	55
24	5.1	55	7	60
25	4.0	40	8	65

Пример расчета:

Исходные данные: Производительность измельчителя-смесителя, исходя из соответствия базовой модели ИСК-3 при измельчении соломы, $Q = 5$ т/ч; длина резки $l = 40...50$ мм; число ножей $z = 8$; плотность измельчаемого материала $\gamma = 50...80$ кг/м³; диаметр камеры измельчения $D_K = 840$ мм; диаметр ротора $D_P = 320$ мм.

Частоту вращения вала ротора n (мин⁻¹) определяем исходя из фор-



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

мулы определения производительности измельчителя:

$$Q = S \cdot l \cdot z \cdot n \cdot \gamma \cdot \varphi_3$$

где Q – производительность измельчителя-смесителя, кг/ч; S – площадь загрузочной горловины, м²; γ – объемная масса, кг/м³; φ_3 – коэффициент заполнения горловины измельчаемым материалом; l – длина резки, м; n – частота вращения, мин⁻¹.

Откуда,

$$n = \frac{Q}{60 \cdot S \cdot l \cdot z \cdot \gamma \cdot \varphi_3}.$$

Площадь S (м²) загрузочной горловины определяем по формуле:

$$S = \frac{\pi \cdot (0,84^2 - 0,32^2)}{4} = 0,474 \text{ м}^2$$

Таким образом,

$$n = \frac{5000}{60 \cdot 0,474 \cdot 0,05 \cdot 8 \cdot 80 \cdot 0,5} = 10,988 \text{ с}^{-1}.$$

Мощность N (кВт), необходимую для привода режущих аппаратов, определяем по формуле:

$$N = \frac{\pi \cdot n \cdot M_B}{30}.$$

Вращающий момент M_B (Н/м) вала ротора машины вычисляем из следующего выражения:

$$M_B = M_p + M_{ш} + M_{x,x}$$

где M_p , $M_{ш}$ и $M_{x,x}$ – соответственно моменты резания, сопротивления механизма швырялки и холостого хода, Н·м. На практике принимают $M_p : M_{ш} : M_{x,x} = 3 : 1 : 1$.

Момент резания M_p (Н/м) определяем как

$$M_p = q \cdot (1 + f \cdot \operatorname{tg} \tau) \cdot \Delta s \cdot r \cdot \cos \tau$$

где q – удельное давление ножа на перерезаемый материал, Н/м; f – коэффициент скользящего резания; Δs – суммарная длина загруженной части лезвий, м; τ – угол скольжения ($\tau = 24 \dots 30^\circ$); r – суммарный радиус-вектор, м.

Для углов $\tau = 24 \dots 30^\circ$ удельное давление ножа $q = (0,7 \dots 0,75) \cdot q_0$. При измельчении соломы удельное давление q_0 составляет $(5 \dots 12) \cdot 10^3$ Н/м.

$$\varphi = \frac{40}{2} = 20^\circ,$$

$$f = \operatorname{tg} 20^\circ = 0,364,$$

$$q = 0,7 \cdot 5 \cdot 10^3 = 3,5 \cdot 10^3 \text{ Н/м}.$$

Таким образом,

$$M_p = 3,5 \cdot 10^3 \cdot (1 + 0,364 \cdot \operatorname{tg} 24^\circ) \cdot 1,536 \cdot 3,104 \cdot \cos 24^\circ = 17,715 \cdot 10^3 \text{ Н·м},$$

$$M_{ш} = 5,905 \cdot 10^3 \text{ Н·м}, \quad M_{x,x} = 5,905 \cdot 10^3 \text{ Н·м},$$

$$M_B = 17,715 \cdot 10^3 + 5,905 \cdot 10^3 + 5,905 \cdot 10^3 = 29,525 \cdot 10^3 \text{ Н·м}.$$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Откуда,

$$N = \frac{3,14 \cdot 10,988 \cdot 29,525 \cdot 10^3}{30} = 33,956 \text{ кВт.}$$

Принимаем мощность $N = 35$ кВт.

**Приложение 3***“Определение основных параметров мойки-корнерезки МРК-5,0”***Таблица 5.**

№ № вар.	Произ- води- тель- ность, кг	Объем- ный вес, т/м ³	Коэф. запол пол- нения мо- ечн. цил.	Время мойки	Толщина резки		Коэф. трения корне- плодов
					мин	макс	
1	3000	0,65	0,3	1	2	30	0,68
2	3500	0,68	0,35	1,5	3	30	0,70
3	4000	0,7	0,4	1	4	20	0,72
4	4500	0,71	0,35	1,5	5	20	0,74
5	4800	0,72	0,3	1	6	30	0,76
6	3200	0,65	0,3	1	2	25	0,68
7	3800	0,68	0,35	1,5	3	30	0,70
8	4200	0,7	0,4	1	4	20	0,72
9	4500	0,72	0,35	1,5	5	25	0,74
10	3000	0,65	0,3	1	6	30	0,76
11	3500	0,68	0,3	1	2	20	0,68
12	3200	0,7	0,35	1,5	3	25	0,70
13	3800	0,71	0,4	1	4	30	0,72
14	4000	0,74	0,35	1,5	5	20	0,74
15	4500	0,7	0,3	1	6	25	0,76
16	4200	0,65	0,3	1	2	30	0,68
17	3800	0,71	0,35	1,5	3	20	0,70
18	3000	0,74	0,4	1	4	25	0,72
19	4800	0,7	0,35	1,5	5	30	0,74
20	4500	0,67	0,3	1	6	20	0,76
21	4000	0,71	0,3	1	2	25	0,68
22	3000	0,68	0,35	1,5	3	30	0,70
23	3500	0,7	0,4	1	4	20	0,72
24	4800	0,71	0,35	1,5	5	25	0,74
25	3500	0,72	0,3	1	6	30	0,76

Для всех вариантов: $k_k = 0,75$, $k_s = 0,4$, $r = 0,1$ м, $L = 0,2$ м, $z = 2$.

Пример расчета:

Определить основные параметры центробежной мойки-корнерезки.

Дано:



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$Q = 5000 \text{ кг}, \gamma = 650 \text{ кг/м}^3, \beta = 0,35, \tau = 1 \text{ мин}, r = 0,10 \text{ м}, f_0 = 0,8 \cdot 0,85 = 0,68; b_{\min} = 4 \text{ мм}; b_{\max} = 30 \text{ мм};$$

$$z = 2; L = 0,2 \text{ м}; k_k = 0,75; k_s = 0,4$$

Диаметр моечного цилиндра определяем по уравнению:

$$d = \sqrt[3]{\frac{5000 \cdot 1}{0,9 \cdot 15 \cdot 3,14 \cdot 650 \cdot 0,35}} = 0,8 \text{ м}$$

Диаметр большого моечного диска определяем по уравнению :

$$d_1 = d - 0,01 = 0,8 - 0,01 = 0,79 \text{ м}$$

Высота моечного цилиндра:

$$H_m = 0,9d = 0,9 \cdot 0,8 = 0,72 \text{ м}$$

Диаметр камеры резания из уравнения :

$$D_p = 0,7d = 0,7 \cdot 0,8 = 0,56 \text{ м}$$

$$R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{0,56}{2} = 0,28 \text{ м}$$

Определяем минимально допустимое число оборотов:

$$n = \frac{30}{3,14} \sqrt{\frac{9,81 \cdot 0,68}{0,1}} = 80 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{\max} = 30 \sqrt{\frac{0,68 \cdot 9,81}{3,14(3,14 \cdot 0,20 - 0,68 \cdot 0,004 \cdot 2)}} = 51 \text{ мин}^{-1}$$

Проводим определение действительного числа оборотов по формуле:

$$n = \frac{5000}{60 \cdot 3,14 \cdot 0,56 \cdot 0,004 \cdot 0,2 \cdot 2,0 \cdot 650 \cdot 0,4 \cdot 0,75} = 151 \text{ мин}^{-1}$$

Таким образом, число оборотов вала корнерезки принимаем равное 151 мин^{-1} .

Приложение 4

“Расчет вальцевого пресса с кольцевой подвижной матрицей”

Таблица 6

№ вар	Q т/ч	M _г	ρ_0 кг/м ³	$\rho \times 10^3$ кг/м ³	d мм	c мПа	a $\times 10^{-3}$	f	k_n	$\lambda = r/R$	σ кПа
1	0.6	1	90	1.0	7	0.26	4.6	0.28	0.33	0.4	1.3
2	0.7	2	92	1.1	8	0.27	4.6	0.4	0.37	0.41	1.4
3	0.8	3	94	1.2	9	0.28	4.6	0.3	0.34	0.42	1.5
4	1.0	1	96	1.24	10	0.29	4.6	0.32	0.35	0.43	1.6
5	1.25	2	98	1.26	11	0.3	4.6	0.34	0.4	0.44	1.7
6	0.65	3	100	1.14	12	0.31	4.6	0.36	0.42	0.45	1.35
7	0.75	1	102	1.22	13	0.32	4.6	0.38	0.43	0.46	1.45
8	0.95	2	104	1.0	7	0.33	4.6	0.4	0.44	0.46	1.55
9	1.25	3	106	1.1	8	0.34	4.6	0.42	0.45	0.42	1.65
10	1.3	1	108	1.2	9	0.35	4.6	0.44	0.38	0.47	1.75
11	0.6	2	110	1.24	10	0.36	4.6	0.46	0.33	0.4	1.3
12	0.7	3	112	1.26	11	0.37	4.6	0.36	0.45	0.41	1.4
13	0.8	1	114	1.28	12	0.26	4.6	0.38	0.32	0.42	1.5
14	1.0	2	116	1.28	13	0.27	4.6	0.4	0.45	0.43	1.6
15	1.25	3	90	1.1	7	0.28	4.6	0.42	0.36	0.44	1.7
16	0.65	1	92	1.2	8	0.29	4.6	0.44	0.45	0.45	1.35
17	0.75	2	94	1.24	9	0.3	4.6	0.46	0.37	0.46	1.45
18	0.95	3	96	1.26	10	0.31	4.6	0.3	0.35	0.46	1.55
19	1.25	1	98	1.14	11	0.32	4.6	0.4	0.41	0.42	1.65
20	1.3	2	100	1.22	12	0.33	4.6	0.28	0.33	0.47	1.75
21	0.6	3	102	1.28	13	0.34	4.6	0.4	0.37	0.4	1.3
22	0.8	1	104	1.1	7	0.35	4.6	0.3	0.34	0.41	1.4
23	0.9	2	106	1.2	8	0.36	4.6	0.32	0.35	0.42	1.5
24	1.0	3	108	1.1	9	0.37	4.6	0.34	0.4	0.43	1.6
25	1.25	1	110	1.15	10	0.32	4.6	0.36	0.42	0.44	1.7



Приложение 5А

“Расчет основных параметров скребкового транспортера для удаления навоза из животноводческих помещений.”

Таблица 7.

Наименование	Обозначение физической величины	Размерность
Производительность	Q	т/ч
Высота скребка	h_c	м
Коэффициент трения	f_1	
Угол трения о плоскость скребка	φ_c	град
Угол внутреннего трения	φ	град
Угол отклонения скребка от вертикали		град
Коэффициент сопротивления движению транспортера на х.х.	α	
Плотность навоза	ρ	кг/м ³
Длина транспортера	L_c	м
Высота подъема материала	H	м
Вес погонного метра цепи	q_0	кг
К.п.д. привода	η	

Для всех вариантов плотность навоза $\rho=600$ кг/м³; коэффициент трения $f_1 = 0,97$, высота подъема $H=0,12$ м; погонный вес цепи со скребками $q_0=5$ кг/м; коэффициент сопротивления движению $\alpha=0,15$; угол отклонения скребка от вертикали $\alpha=30^\circ$; угол трения продукта о плоскость скребка $\varphi_c = 40^\circ$; угол внутреннего трения $\varphi=45^\circ$; к.п.д. привода $\eta = 0,9$.

Таблица 8.

Номер варианта	Кол-во животных	Сут.выход навоза от одного животного	Кол-во включений транспортера	Время одной уборки	Высота скребка	Длина транспортера
1	100	20	2	0,4	0,10	80
2	200	25	2	0,3	0,12	150
3	100	30	3	0,4	0,15	80
4	200	20	3	0,4	0,10	150
5	100	25	2	0,3	0,15	80
6	200	30	3	0,4	0,12	150
7	100	20	3	0,3	0,10	80
8	200	25	3	0,4	0,12	150
9	100	30	2	0,3	0,15	80
10	200	20	2	0,4	0,12	150
11	150	30	2	0,4	0,15	100
12	250	20	3	0,3	0,14	100
13	100	35	2	0,35	0,17	80
14	150	25	3	0,45	0,12	100
15	200	35	2	0,3	0,15	150
16	150	30	2	0,4	0,12	140
17	250	20	2	0,35	0,10	100
18	150	20	3	0,3	0,10	90
19	250	30	2	0,3	0,12	100
20	100	35	3	0,4	0,14	80



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

21	100	35	2	0.4	0.12	85
22	150	20	3	0.35	0.1	90
23	200	25	2	0.45	0.14	100
24	250	30	3	0.3	0.15	140
25	100	35	2	0.4	0.12	150



Приложение 5Б

“Расчет основных параметров пневмотранспортной установки для удаления навоза.”

Таблица 9.

наименование	Обозначение физической величины	Размерность
Количество животных в коровнике	m	
Суточный выход навоза от одного животного	q	кг
Количество уборок в течении суток	k	
Количество продувок за одну уборку	n	
Плотность навоза	ρ	кг/м ³
Диаметр трубопровода	d	м
Скорость транспортирования	V_{cp}	м/с
Температура воздуха	T	К ⁰
Количество поворотов трубопровода	n_k	
Радиус поворотов	R_k	м
Длина дуги поворота	l_k	м
Длина вертикального участка	l_e	м
Время разгона	t_p	с
Коэффициент трения навоза о навозопровод	f	
Длина навозопровода на горизонтальном участке	l_2	м
Коэффициент кинематической вязкости	ν	м ² /с
Количество вертикальных участков	n_e	
Эквивалентная шероховатость труб	K_e	
Количество линейных участков	n_2	
Коэффициент местного сопротивления на линейном участке	ξ_1	
Коэффициент местного сопротивления на криволинейном участке	ξ_2	

Для всех вариантов плотность навоза $\rho = 500$ кг/м³; скорость транспортирования $V_{cp} = 2$ м/с; температура воздуха $T = 293^\circ K$; количество поворотов трубопровода $n_k = 3$, радиус поворотов $R_k = 1,0$ м; длина дуги поворота $l_k = 1,5$ м; время разгона $t_p = 4$ с; коэффициент трения $f = 0,67$; количество вертикальных участков $n_e = 1$; эквивалентная шероховатость труб $K_e = 0,0001$ м; количество горизонтальных участков $n_2 = 1$; коэффициент местного сопротивления линейного участка $\xi_1 = 0,35$; коэффициент на гнутых участках $\xi_2 = 0,3$; коэффициент кинематической вязкости



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$v = 15.7 \text{ м}^2/\text{с.}$$

Таблица 10.

Но-мер вар.	Кол-во живот-ных, т	Сут. выход навоза от одного животного, q	Кол-во уборок, К	Кол-во проду-вок за одну уборку, n	Диаметр трубо-провода, d, м	Длина гори-зонт участка, l2, м	Длина верти-кальн участка, lB, м
1	200	25	2	2	0,15	400	5
2	400	30	3	3	0,20	800	4
3	100	35	2	2	0,10	200	6
4	200	40	3	3	0,15	400	4
5	400	25	2	3	0,20	800	5
6	100	30	3	2	0,10	200	6
7	200	35	2	3	0,15	400	5
8	400	40	3	4	0,20	800	4
9	100	25	2	2	0,10	200	6
10	200	30	3	3	0,15	400	5
11	300	25	2	2	0,18	300	5
12	350	30	3	3	0,14	250	4
13	150	35	2	2	0,18	350	6
14	250	40	3	3	0,15	750	4
15	450	25	2	3	0,20	800	5
16	140	30	3	2	0,10	650	6
17	240	35	2	3	0,15	700	5
18	200	40	3	4	0,20	450	4
19	400	25	2	2	0,10	500	6
20	100	30	3	3	0,15	400	5
21	200	25	2	2	0,20	550	6
22	400	35	3	3	0,10	400	6
23	100	45	2	4	0,15	800	5
24	280	35	3	2	0,18	200	4
25	300	40	2	3	0,14	400	5



Приложение 5В

"Расчет штангового транспортера"

Таблица 11.

№ вар	Коровник Кол. голов.	Выход навоза одного животного кг/сут	Объемный вес навозной массы т/м ³	Скорость штанги м/с
1	100	30	0.45	0.18
2	150	35	0.5	0.2
3	200	30	0.55	0.22
4	250	35	0.6	0.24
5	300	30	0.45	0.18
6	100	35	0.5	0.2
7	150	30	0.55	0.22
8	200	35	0.6	0.24
9	250	30	0.45	0.18
10	300	35	0.5	0.2
11	100	30	0.55	0.22
12	150	35	0.6	0.24
13	200	30	0.45	0.18
14	250	35	0.5	0.2
15	300	30	0.55	0.22
16	100	35	0.6	0.24
17	150	30	0.45	0.18
18	200	35	0.5	0.2
19	250	30	0.55	0.22
20	300	35	0.6	0.24
21	100	30	0.45	0.18
22	150	35	0.5	0.2
23	200	30	0.55	0.22
24	250	35	0.6	0.24
25	300	30	0.45	0.18

Пример.

Коровник на 200 голов. Поперечный транспортер в конце коровника. Установка включается трижды в сутки и работает до 30 минут. Выход навоза от одного животного в сутки – 35 кг. Объемный вес соломистого навоза 0.5 т/м³

Определим суточное выделение навоза в коровнике

$$H_{сут} = 200 \cdot 35 = 7000 \text{ кг} = 7 \text{ т}.$$

Транспортер должен убирать эту массу за время $t = 30 \cdot 3 = 90 \text{ мин} = 1,5 \text{ ч}$

Часовая производительность транспортера $Q = \frac{7 \text{ т}}{1,5 \text{ ч}} = 4,67 \text{ т/ч}$

Производительность одной штанги $Q_{шт} = \frac{4,67}{2} = 2,33 \text{ т/ч}$

Принимаем скорость штанги $V_{шт.} = 0,2 \text{ м/с}$. Определим высоту скребка.



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$H = \sqrt{\frac{2,33}{3,6 \cdot 1,4 \cdot 23,3 \cdot 0,5 \cdot 0,2}} \cong 4,5 \text{ см}$$

Длина скребка $B = 8 \cdot H = 36$ см.

Шаг скребка $a = 12 \cdot H = 54$ см.

Ход штанги $S = 108$ см.



Приложение 5Г

"Расчет скреперной установки".

Таблица 12.

№ вар	Производ. т/сут. Q	Ср. время Уборки t, мин	Скорость Передвижения скрепков, V м сек	Максимальный ход скребка за Цикл, S, м.
1	5	15	0.45	55
2	6	16	0.44	60
3	7	17	0.43	65
4	8	18	0.42	70
5	9	15	0.41	75
6	10	16	0.40	55
7	5	17	0.38	60
8	6	18	0.45	65
9	7	15	0.44	70
10	8	16	0.43	75
11	9	17	0.42	55
12	10	18	0.41	60
13	5	15	0.40	65
14	6	16	0.38	70
15	7	17	0.45	75
16	8	18	0.44	55
17	9	15	0.43	60
18	10	16	0.42	65
19	5	17	0.41	70
20	6	18	0.40	75
21	7	15	0.38	55
22	8	16	0.45	60
23	9	17	0.44	65
24	10	18	0.43	70
25	5	15	0.42	75

Пример расчёта.

Установка состоит из двух штанговых транспортёров, установленных в четырёхрядном коровнике. Их производительность – 8 т в сутки. Среднее время уборки одним транспортёром – $t=15-16$ мин. При трёхразовой уборке помещений один транспортёр подаёт скреперу $W_d/6=8/6=1322$ кг навоза. Скорость передвижения скрепера – $v=0,41$ м/сек. Максимальный ход скрепера за один цикл - $S=65$ м. Необходимое время для преодоления пути «туда - обратно» -

$$t_1 = \frac{2S}{v} = \frac{130}{0,41} = 317 \text{ сек} = 5,28 \text{ мин}$$

Число рабочих циклов скрепера за одну уборку одним транспортёром

$$n = \frac{t}{t_1} = \frac{16}{5,28} = 3,03 \approx 3$$

Минимальная производительность скрепера за один цикл



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$q = \frac{1332}{\eta} = 445 \text{ кг}$$

Часовая производительность $Q = \frac{60q}{t_1} = \frac{60 \cdot 445}{5,28} = 5070 \text{ кг}$

Приложение 5Д

"Расчет шнекового транспортера для уборки навоза"

Таблица 13.

№ вар	Диаметр шнека наружный D, мм.	Диаметр шнека внутренний d, мм.	Частота вращения п. мин⁻¹	Ко-эфф. наполнения ψ_H	Вид навоза
1	280	30	110	0.74	Навоз солоmistый
2	300	40	120	0.75	Навоз слежавшийся
3	320	50	130	0.76	Навоз с содержанием подстилки 9%
4	340	60	140	0.77	Навоз с содержанием подстилки 10%
5	360	30	150	0.78	Навоз с содержанием подстилки 15%
6	380	40	160	0.74	Навоз солоmistый
7	400	50	170	0.75	Навоз слежавшийся
8	420	60	180	0.76	Навоз с содержанием подстилки 9%
9	440	30	190	0.77	Навоз с содержанием подстилки 10%
10	480	40	200	0.78	Навоз с содержанием подстилки 15%
11	280	50	210	0.74	Навоз солоmistый
12	300	60	220	0.75	Навоз слежавшийся
13	320	30	230	0.76	Навоз с содержанием подстилки 9%
14	340	40	240	0.77	Навоз с содержанием подстилки 10%
15	360	50	250	0.78	Навоз с содержанием подстилки 15%
16	380	60	260	0.74	Навоз солоmistый
17	400	30	280	0.75	Навоз слежавшийся
18	280	40	180	0.76	Навоз с содержанием подстилки 9%
19	300	50	190	0.77	Навоз с содержанием подстилки 10%
20	320	60	200	0.78	Навоз с содержанием подстилки 15%
21	340	30	210	0.74	Навоз солоmistый
22	360	40	220	0.75	Навоз слежавшийся
23	380	50	140	0.76	Навоз с содержанием подстилки 9%
24	400	60	150	0.77	Навоз с содержанием подстилки 10%
25	280	30	160	0.78	Навоз с содержанием подстилки 15%



Таблица 14.

Значения k при различных k_α

T_c/D	$k_\alpha = 25$	$k_\alpha = 35$	$k_\alpha = 45$	$k_\alpha = 55$
1,25	0,55-0,50	0,50-0,45	0,45-0,40	0,40-0,35
1,00	0,60-0,55	0,55-0,50	0,50-0,45	0,45-0,40
0,75	0,65-0,60	0,60-0,55	0,55-0,50	0,50-0,45

Высота подъема материала – 2 метра.

Таблица 15.

Вид навоза	Коэффициент f_c при различных значениях α			
	0°	15°	30°	45°
Соломистый	1,0	0,85	0,75	0,85
Торфяной	1,0	0,85	0,85	0,70
	1,0	0,85	0,80	0,80

Таблица 16.

Вид навоза	Объемный вес γ кг/см ³	Влажность W , %
Экскременты	1010-2100	83-85
Навоз свежий, соломистый	400-500	
Навоз слежавшийся	700-1200	75
Торфяной навоз с содержанием:		
9% подстилки	970	83-84
10% подстилки	590	80-81
15% подстилки	440	80
Навозная жижа	1000	
Торфокрошка	450-600	45-80



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

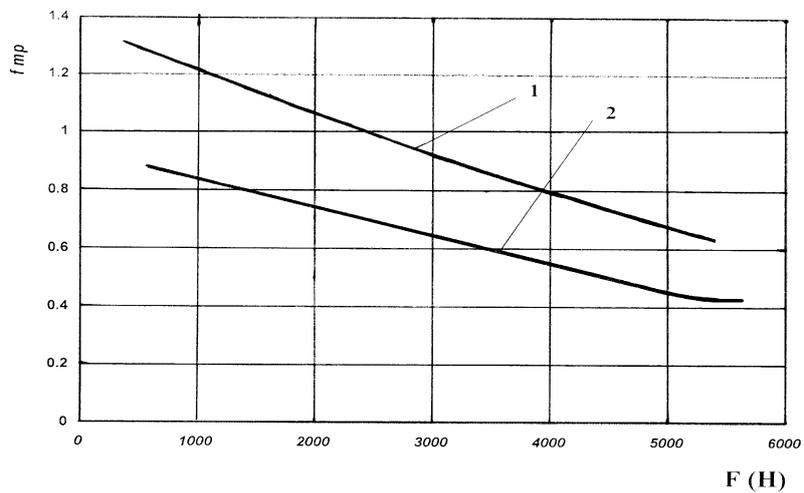


Рисунок 5.1 Зависимость трения скольжения от нормального давления по поверхности скребков.

- 1- При 5% соломы , $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$, $W = 80\%$;
- 2- При 5% соломы , $\rho = 760 \text{ кг/м}^3$, $W = 78\%$;

Приложение 6А

“Расчет и обоснование основных размеров смесителей для двухкомпонентных кормов”

Таблица 17.

Вар.	Параметры														
	D	d	L	λ	S	γ_1	γ_2	Q_1	Q_2	ψ	ξ	β	φ	W_0	α_1
1	0,1	20	1	15	0,12	650	300	1,1	0,9	0,97	75	0	45	1,1	20
2	0,12	25	1,2	10	0,14	600	250	1,2	0,8	0,95	74	10	47	1,11	38
3	0,14	30	1,4	14	0,2	550	200	1,3	0,7	0,93	76	20	43	1,15	17
4	0,2	35	1,6	18	0,12	500	350	1,4	1,0	0,91	73	30	57	1,14	38
5	0,22	40	1,8	32	0,14	700	320	1,5	0,5	0,81	77	40	55	1,13	35
6	0,24	45	2,0	24	0,2	370	620	1,8	0,77	0,83	72	5	53	1,12	29
7	0,26	50	2,2	22	0,12	270	400	1,9	0,3	0,85	79	15	51	1,2	45
8	0,12	60	2,4	30	0,12	990	870	2,0	0,4	0,87	75	25	49	1,21	20
9	0,14	55	2,6	25	0,11	989	580	0,6	1,1	0,89	82	35	41	1,16	38
10	0,2	65	2,8	16	0,13	1010	700	1,6	1,2	0,71	76	8	39	1,17	17
11	0,12	70	3	35	0,15	1030	620	0,9	1,3	0,73	73	18	37	1,18	38
12	0,11	15	1,5	25	0,1	1050	998	0,8	1,8	0,75	77	28	35	1,19	35
13	0,13	22	1,3	20	0,12	1100	1090	0,7	1,9	0,77	80	38	33	1,22	29
14	0,15	32	1,7	12	0,14	1200	995	1,0	2,0	0,79	79	12	31	1,23	25
15	0,1	20	1	15	0,1	500	350	1,4	1,0	0,91	74	10	47	1,11	38
16	0,12	25	1,2	10	0,12	700	320	1,5	0,5	0,81	76	20	43	1,15	17
17	0,14	30	1,4	14	0,14	370	620	1,8	0,77	0,83	73	30	57	1,14	38
18	0,2	35	1,6	18	0,2	270	400	1,9	0,3	0,85	77	40	55	1,13	35
19	0,22	40	1,8	32	0,22	990	870	2,0	0,4	0,87	72	5	53	1,12	29
20	0,24	45	2,0	24	0,24	989	580	0,6	1,1	0,89	79	15	51	1,2	45
21	0,26	50	2,2	22	0,26	1010	700	1,6	1,2	0,71	75	25	49	1,21	20
22	0,1	20	1	15	0,1	1030	620	0,9	1,3	0,73	82	35	41	1,16	38
23	0,12	25	1,2	10	0,12	1050	998	0,8	1,8	0,75	76	8	39	1,17	17
24	0,14	30	1,4	14	0,14	990	870	2,0	0,4	0,87	73	18	37	1,18	38
25	0,2	35	1,6	18	0,2	989	580	0,6	1,1	0,89	74	10	47	1,11	38



Приложение 6Б

*“Расчет смесителей полнорационных кормов
(для трех и более смешиваемых компонентов)”*

Таблица 18

№ вар	Производ. т/час. Q	Кол-во голов	Плотность готовой смеси кг/м³
1	15	1000	400
2	20	1200	380
3	25	1400	360
4	30	1200	420
5	15	1000	420
6	20	1200	440
7	25	1400	390
8	30	1200	400
9	15	1000	380
10	20	1200	360
11	25	1400	400
12	30	1200	380
13	15	1000	360
14	20	1200	320
15	25	1400	410
16	30	1200	400
17	15	1000	380
18	20	1200	360
19	25	1400	400
20	30	1200	380
21	15	1000	360
22	20	1200	400
23	25	1400	320
24	30	1200	410
25	15	1000	410

Пример расчета

Производительностью 15 т/час, плотность 400 кг/м³.

Чтобы избежать заклинивания частиц смеси между шнеком и корпусом, зазор λ устанавливают $\approx 0,5 D_{\text{ЭКВ}}$. Диаметр вала шнека d выбираем из конструктивных соображений. $d = 100$ мм. Шаг шнека S , для обеспечения хорошего скатывания частиц корма с витка, принимаем $0,5 \cdot D$.

Из соображений компактности агрегата, длина L рабочей части смесителя (после последнего патрубка) должна быть не более 2 м, и в этой зоне смесь должна находиться 3 минуты. Т.е. в этой зоне смесителя должно находиться не менее 750 кг смеси, что при плотности 400 кг/м³ составит 1, 875 м³. С учётом коэффициента заполнения смесителя ($\varphi = 0,5$) получаем полный объём зоны смешивания $\approx 3,75$ м³. Тогда полезное сечение шнека получим



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$\frac{\pi}{4}(D^2 - 0,01) = 1,875\text{ м}^2$$

откуда

$$D = \sqrt{(1,875 + \frac{0,01\pi}{4}) \frac{4}{\pi}} = 1,548\text{ м}$$

Принимаем $D = 1,6$ м.

Теперь из зависимости для производительности можем рассчитать частоту вращения шнека n .

$$n = \frac{Q}{47,1[(D + 2\lambda)^2 - d^2] \cdot 0,5D \cdot \varphi \cdot \gamma} = \frac{15000}{47,1[(1,6 + 0,01)^2 - 0,01]0,8 \cdot 0,5 \cdot 400} = 0,75\text{ мин}^{-1}.$$

Проверяем частоту вращения на отсутствие захвата и перебрасывания частиц шнеком

$$0,5g \geq \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \cdot \frac{D}{2};$$

$$0,5g \geq \left(\frac{\pi \cdot 0,75}{30}\right)^2 \cdot 0,8 \approx 0,005\text{ м/с}^2$$

Т.е. условие выполняется.

Общую длину шнека примем $L + 1,5$ м, для размещения загрузочных патрубков. Таким образом основные параметры смесителя будут:

D – наружный диаметр шнека, - 1,6 м.

d - диаметр вала шнека, - 0,1 м.

S - шаг витков шнека, - 0,8 м.

n – частота вращения шнека, - 0,75 мин⁻¹.

$L_{\text{общ}}$ – общая длина смесителя, - 3,5 м.

Расчёт мощности на привод шнека.

Для тихоходного шнека, при центробежном ускорении на витках \ll ускорения частиц при скатывании, мощность привода $N_{\text{прив}}$ будет

$$N_{\text{прив}} = N_{\text{тр}} \cdot W$$

где: $N_{\text{тр}}$ – мощность на преодоление сил трения в смесителе; W – коэффициент запаса мощности, в нашем случае, $W = 1,2$.

Сила $F_{\text{тр}}$ трения материала по корпусу будет

$$F_{\text{тр}} = f(P_{\text{цб}} + G \cos \psi)$$

где: f – коэффициент трения корма о кожух, $f = 0,7$; G – вес корма в смесителе, ≈ 13000 Н; ψ - угол внутреннего трения корма, $\psi = 45^\circ$; $P_{\text{цб}}$ - центробежная сила для корма,

$$P_{\text{цб}} = m\omega^2 R = 1300 \cdot 0,005 = 6,5 \text{ Н.}$$

$$F_{\text{тр}} = 0,7(6,5 + 1300 \cdot 0,7) = 9106,5 \text{ Н.}$$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Мощность на преодоление сил трения

$$N_{mp} = \frac{F_{mp} \cdot V_{общ}}{102},$$

$$V_{общ} = \frac{S}{t} = \frac{2M}{180c} = 0,0111M/c.$$

Мощность на преодоление сил трения $N_{тр}$ будет 0,892 кВт. Принимаем $N_{тр} = 1$ кВт.

$$N_{прив} = N_{тр} \cdot 1,2 = 1,2 \text{ кВт.}$$



Приложение 7А

” Расчет производительности кормораздатчиков”

Таблица 19

№ вар	Время загрузки t_3 бункера, мин	Кол-во голов	Птица	Объем бункера $V, м^3$
1	3	100	Куры-несушки	7
2	4	120	Куры мясных линий	8
3	5	140	Утки пекинские	9
4	6	120	Перепела	10
5	7	180	Гуси	11
6	8	200	Индейки	12
7	9	240	Куры-несушки	7
8	10	300	Куры мясных линий	8
9	3	350	Утки пекинские	9
10	4	400	Перепела	10
11	5	450	Гуси	11
12	6	500	Индейки	12
13	7	100	Куры-несушки	7
14	8	120	Куры мясных линий	8
15	9	140	Утки пекинские	9
16	10	120	Перепела	10
17	3	180	Гуси	11
18	4	200	Индейки	12
19	5	240	Куры-несушки	7
20	6	300	Куры мясных линий	8
21	7	350	Утки пекинские	9
22	8	400	Перепела	10
23	9	450	Гуси	11
24	10	500	Индейки	12
25	3	180	Куры-несушки	7



Таблица 20

Примерная норма скармливания комбикормов взрослой птице, кг на голову в сутки

Птица	Норма
Куры-несушки яичных пород при клеточном содержании (яйценоскость 70% и более)	0,115
То же, при напольном содержании	0,120
Куры мясных линий	0,155
Петухи мясных линий	0,160
Индейки	0,500
Утки пекинские	0,240
Утки кросса Х-П	0,270
Цесарки	0,120
Перепела	0,024
Гуси	0,330

Таблица 21.

Примерные рационы для дойных коров с пониженным содержанием концентратов, на голову в сутки.

Корма, кг	Суточный удой, кг				
	5	10	15	20	25
Сено злаковое и бобовое	4	5	6	6	6
Силос кукурузный молочно-восковой спелости	20	28	28	28	28
Кормовая свекла	13	18	18	20	20
Морковь красная	-	-	-	1	3
Концентраты, всего	0,7	1	2	4	6
Из них протеиновые	0,7	0,7	0,8	1,3	1,5

Таблица 22

Примерные рационы для телок, на голову в сутки

Корма, кг	Возраст, мес.				
	9-12	13-16	9-12	13-16	17-20
	Среднесуточный привес, г				
	750	800	600	600	550
Сено бобовое	1,0	1,0	-	-	-
Сено злаковое	2,7	3,5	3,5	3,8	4
Силос кукурузный	8	10	8	11	14
Свекла кормовая	2	3	-	-	-
Концентраты	2	2,2	1,1	1,3	1,5

**Таблица 23.*****Плотность кормов***

Вид корма	Силос	Сенаж	Сено	Солома	Концентраты	Сочный корм	Комби силос
Плотность кг/м ³	450-750	400-600	42-80	30-60	700	600	800

Приложение 7Б

“Определение основных параметров мобильных кормораздатчиков”

Таблица 24

№ вар	Норма выдачи q, кг	Кол-во голов обслуживаемых за один рейс, m_1	Кол-во голов на ферме, m	Скорость битеров $n_{\text{опт}}$. мин⁻¹	Диаметр верхнего битера d_b . мм.
1	10	100	600	200	240
2	11	120	650	240	250
3	12	140	700	260	260
4	13	160	750	280	270
5	14	180	800	300	280
6	15	200	850	200	290
7	16	100	900	240	300
8	17	120	1000	260	310
9	18	140	600	280	320
10	10	160	650	300	240
11	11	180	700	200	250
12	12	200	750	240	260
13	13	100	800	260	270
14	14	120	850	280	280
15	15	140	900	300	290
16	16	160	1000	200	300
17	17	180	600	240	310
18	18	200	650	260	320
19	10	100	700	280	240
20	11	120	750	300	250
21	12	140	800	200	260
22	13	160	850	240	270
23	14	180	900	260	280
24	15	200	1000	280	290
25	16	100	600	300	300

Приложение 7В*“Расчет ленточного транспортера стационарного кормораздатчика”***Таблица 25**

№ Ва р	Q, т/ч	γ, кг/ м³	L, м	β, град.	B, м	Z, шт.	h₁, м
1	3.8	250	1.8	0	0.37	4	0.32
2	4.0	500	2.0	5	0.47	4	0.34
3	1.9	280	1.6	10	0.50	2	0.36
4	1.2	180	1.4	15	0.20	2	0.10
5	1.4	220	1.2	20	0.30	2	0.12
6	1.6	240	3.8	25	0.40	2	0.14
7	2.1	320	3.6	0	0.35	3	0.16
8	2.2	340	3.4	5	0.45	3	0.18
9	2.6	360	3.2	10	0.55	3	0.20
10	2.8	380	2.0	15	0.65	3	0.22
11	3.0	400	2.8	20	0.60	3	0.24
12	3.2	420	2.6	25	0.25	4	0.26
13	3.4	440	2.4	0	0.70	4	0.28
14	3.6	460	2.2	10	0.75	4	0.30
15	2.0	430	2.1	0	0.31	4	0.32
16	2.4	170	3.3	5	0.41	2	0.34
17	1.3	200	2.1	10	0.25	2	0.36
18	1.7	490	3.0	15	0.33	2	0.10
19	2.5	270	1.3	20	0.27	2	0.12
20	3.1	410	2.5	25	0.47	3	0.14
21	3.3	330	3.7	0	0.54	3	0.16
22	1.0	370	1.0	5	0.24	3	0.18
23	3.9	160	3.7	10	0.37	3	0.20
24	2.7	190	2.7	15	0.56	3	0.22
25	1.5	310	1.9	20	0.27	4	0.24

**Приложение 7Г***“Расчет скребкового транспортера”***Таблица 26**

№ вар	Объем корма на один скребок q, дм³	Скорость движения цепи м/сек.	Высота скребка, м	Длина транспортера, м.
1	0.5	0.2	0.2	2.5
2	0.55	0.25	0.25	4.5
3	0.6	0.3	0.3	5.5
4	0.7	0.35	0.35	6.0
5	0.75	0.4	0.4	6.5
6	0.8	0.45	0.45	3.0
7	0.85	0.5	0.5	5.5
8	0.9	0.55	0.55	4.0
9	0.95	0.65	0.65	5.0
10	1	0.6	0.04	2.5
11	1.1	0.7	0.2	4.5
12	1.2	0.75	0.25	5.5
13	1.3	0.65	0.3	6.0
14	0.5	0.8	0.35	6.5
15	0.55	0.85	0.4	3.0
16	0.6	0.2	0.45	5.5
17	0.7	0.25	0.5	4.0
18	0.75	0.3	0.55	5.0
19	0.8	0.35	0.65	2.5
20	0.85	0.4	0.6	4.5
21	0.9	0.45	0.2	5.5
22	0.95	0.5	0.25	6.0
23	1	0.55	0.3	6.5
24	1.1	0.65	0.35	3.0
25	1.2	0.6	0.4	5.5

Приложение 8А*“Расчет основных параметров барабанного дозатора.”***Таблица 27**

№ вар	Расход барабанного дозатора <i>Q</i>, кг.	Диаметр Барабана, м.	Плотность дозируемого материала, кг/м³	Отклонение, %
1	800	0.1	680	4
2	900	0.12	700	5
3	1000	0.15	720	4
4	1100	0.2	750	5
5	1200	0.1	800	4
6	800	0.12	740	5
7	900	0.15	730	4
8	1000	0.2	680	5
9	1100	0.13	700	4
10	1200	0.1	720	5
11	800	0.12	750	4
12	900	0.15	800	5
13	1000	0.2	740	4
14	1100	0.13	730	5
15	1200	0.1	680	4
16	800	0.12	700	5
17	900	0.15	720	4
18	1000	0.2	750	5
19	1100	0.13	800	4
20	1200	0.1	740	5
21	800	0.12	730	4
22	900	0.15	680	5
23	1000	0.2	700	4
24	1100	0.13	720	5
25	1200	0.1	750	4

Пример расчета

Площадь *F* ячейки дозатора будет

$$F \approx \frac{1}{4} \cdot \frac{\pi D^2}{4},$$

где *D* – диаметр барабана, из конструктивных соображений принимаем *D* = 0,1 м.

Для надёжного заполнения ячеек, скорость *V* лопаток барабана не должна превышать 0,5 м/с. Принимаем *V* = 0,2, тогда

$$\frac{D}{2} \cdot \frac{\pi n}{30} \leq 0,2,$$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$n \leq \frac{0,2 \cdot 60}{D \cdot \pi} = \frac{12}{0,1 \cdot 3,14} = 38,2 \text{ м}^{-1}$$

Принимаем $n = 20 \text{ м}^{-1}$

Теперь можем рассчитать l – длину рабочей части барабана (ячейки), м

$$l = \frac{Q}{\frac{1}{4} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot z \cdot n \cdot t \cdot \rho \cdot \varphi} = \frac{1100}{6358} = 0,173 \text{ м.}$$

принимаем $l = 0,18 \text{ м.}$

Расчёт мощности на привод дозатора.

Мощность N на привод дозатора расходуется, в основном, на преодоление трения $P_{\text{тр}}$ концентрированных кормов (зерна) находящихся в ячейках барабана по слою зерна в горловине бункера.

$$N = P_{\text{тр}} \cdot V_{\text{окр}} \cdot K_1$$

где: $V_{\text{окр}}$ – окружная скорость при трении слоя корма,

$$V_{\text{окр}} = \frac{\pi n \cdot D}{30 \cdot 2} = \frac{3,14 \cdot 20 \cdot 0,1}{30 \cdot 2} = 0,105, \text{ м/с}$$

k_1 – коэффициент, учитывающий затрату энергии на возможное измельчение корма при захватывании его желобком.

Для порошкообразных кормов $k_1 = 1$

Для кустовых $k_1 = 2$.

Сила $P_{\text{тр}}$ трения будет

$$P_{\text{тр}} = f \cdot F_{\text{бр}} \cdot P_{\text{сл}},$$

где f : – коэффициент трения «зерно-зерно», $f \approx 0,85$; $F_{\text{бр}}$ – площадь проекции столба корма на барабан,

$F_{\text{бр}} \approx l \cdot D/2 = 0,05 \cdot 0,18 = 0,009 \text{ м}^2$; $P_{\text{сл}}$ – удельное давление столба корма в горловине бункера, при малых скоростях истечения, $P_{\text{сл}} = H \cdot g \cdot \rho$, где H – высота слоя корма в бункере, м, принимаем $H = 2 \text{ м}$; g – ускорение силы тяжести, м/с^2 ; ρ – насыпная плотность корма, кг/м^3 , принимаем $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$. Тогда $P_{\text{сл}} = 15000 \text{ Н/м}^2$.

$P_{\text{тр}} = 0,85 \cdot 0,009 \cdot 1500 = 114 \text{ Н}$. Тогда мощность N на привод дозатора будет $N = 114 \cdot 2 \cdot 0,1 = 22,8 \text{ Вт}$.

Приложение 8Б

«Расчет шнекового дозатора»

Таблица 28

№ вар	Производительность Q , кг/ч.	Насыпная масса травяной муки γ , кг/м ³ .	Шаг витка S , м	Диаметр шнека D , м	Диаметр вала шнека d , м.	Коэффициент заполнения φ
1	3000	200	0.12	0.2	0.045	0.75
2	3500	220	0.11	0.22	0.046	0.8
3	4000	240	0.13	0.24	0.045	0.85
4	4500	200	0.14	0.2	0.046	0.75
5	5000	220	0.12	0.22	0.045	0.8
6	5500	240	0.11	0.24	0.046	0.85
7	3200	200	0.13	0.2	0.045	0.75
8	4200	220	0.14	0.22	0.046	0.8
9	5200	240	0.12	0.24	0.045	0.85
10	4800	200	0.11	0.2	0.046	0.75
11	3800	220	0.13	0.22	0.045	0.8
12	3600	240	0.14	0.24	0.046	0.85
13	4600	200	0.12	0.2	0.045	0.75
14	3000	220	0.11	0.22	0.046	0.8
15	3500	240	0.13	0.24	0.045	0.85
16	4000	200	0.14	0.2	0.046	0.75
17	4500	220	0.12	0.22	0.045	0.8
18	5000	240	0.11	0.24	0.046	0.85
19	5500	200	0.13	0.2	0.045	0.75
20	3200	220	0.14	0.22	0.046	0.8
21	4200	240	0.12	0.24	0.045	0.85
22	5200	200	0.11	0.2	0.046	0.75
23	4800	220	0.13	0.22	0.045	0.8
24	3800	240	0.14	0.24	0.046	0.85
25	3600	200	0.12	0.2	0.045	0.75

Пример расчета

Исходные данные: Диаметр шнека $D = 0,2$ м, шаг витка $S = 0,12$ м, радиальный зазор $\lambda = 0,011$ м, диаметр вала шнека $d = 0,045$ м., производительность $Q = 5000$ кг/ч.

материал – травяная мука., насыпная масса травяной муки $\gamma = 200$ кг/м³, коэффициент заполнения $\varphi = 0,8$.

Частота вращения шнека

$$n = \frac{Q}{4.71 \cdot [(D + 2\lambda)^2] \cdot S \cdot \varphi \cdot \gamma} = \frac{5000}{4.71 \cdot [(0.2 + 2 \cdot 0.011)^2 - 0.045^2] \cdot 0.12 \cdot 0.8 \cdot 200} = 117 \text{ мин}^{-1}$$



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Путь материала в шнеке $L = 1,5$ м.

Мощность привода шнека

$$N = \frac{(N_1 + N_2) \cdot W_0}{\varepsilon}$$

Где $W_0 = 1,15-1,2$ – зависит от перемещаемого материала,

$$\varepsilon = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4$$

$\eta_1 = 0,95$ – КПД клиноременной передачи;

$\eta_2 = 0,97$ – КПД цепной передачи;

$\eta_3 = 0,98$ – КПД подшипников;

$\eta_4 = 0,8$ – КПД червячного редуктора.

Расчет производится по комбикорму $Q = 4000$ кг/ч, $\gamma = 500$ кг/м³, $f = 1,0$.

Количество материала в кожухе

$$G = \frac{\pi}{4} [(D + 2\lambda)^2 - d^2] \cdot L \cdot \varphi \cdot \gamma = \frac{\pi}{4} [(0,22 + 2 \cdot 0,011)^2 - 0,045^2] \cdot 1,5 \cdot 1,0 \cdot 500 = 27,84 \text{ кг}$$

Скорость движения материала вдоль образующей кожуха

$$V_1 = \frac{QL}{G \cdot 3600} = \frac{4000 \cdot 1,5}{27,84 \cdot 3600} = 0,06 \text{ м/с}$$

Абсолютная скорость движения материала внутри кожуха

$$V = \frac{V_1}{\cos \varepsilon_1}$$

Где, ε_1 - угол наклона истинного пути части материала, $\varepsilon_1 = 70^\circ$.

$$V = \frac{0,06}{\cos 70^\circ} = 0,1 \text{ м/с}$$

Окружная скорость материала по стенке кожуха

$$V_3 = V_1 \cdot \operatorname{tg} \varepsilon_1$$

Центробежная сила материала

$$P_1 = 0$$

Сила трения материала о кожух

$$F = f \cdot G \cdot \cos \varphi_1$$

Где, f – коэффициент трения материала о кожух, $f = 0,7$;

φ_1 - угол естественного откоса, $= 45^\circ$;

$\rho = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} 0,7 = 35^\circ$ - угол трения материала о кожух.

$$F = 0,7 \cdot 27,84 \cdot 0,707 = 13,8 \text{ кг} = 135 \text{ Н}$$

Технологии и оборудование переработки продукции АПК

Мощность на преодоление сил трения

$$N_1 = \frac{F \cdot V_1}{102} = \frac{13.8 \cdot 0.06}{102} = 0.01 \text{кВт}$$

Мощность, требуемая на подъем материала

$$N_2 = \frac{P_2 \cdot R_0 (\omega - \omega_3)}{102} + \frac{P_3 \cdot R (\omega - \omega_3)}{102}$$

Сила на подъем материала

$$P_2 = G \cdot \sin \beta \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho) + G \cdot \cos \beta \cdot \sin \varphi_1$$

$$P_2 = 27.84 \cdot 0 \cdot \operatorname{tg}(0 + 35) + 27.84 \cdot 1.0 \cdot \sin 45 = 19.7 \text{кг} = 193 \text{Н}$$

Где, $\beta = 0^\circ$ - угол наклона шнека.

Угловая скорость винта

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3.14 \cdot 117}{30} = 12.25 \text{с}^{-1}$$

Угловая скорость материала

$$\omega_3 = \frac{V_3}{R} = \frac{0}{0.1} = 0, R = \frac{D}{2}$$

Радиус витка по центру тяжести слоя материала

$$R_0 = 0.8 \cdot \frac{D}{2} = 0.8 \cdot \frac{0.2}{2} = 0.08$$

Сила, требуемая на преодоление трения материала по витку шнека

$$P_3 = F \cdot \cos \varepsilon_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \beta) + F \cdot \sin \varepsilon_1$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S}{\pi D} = \frac{0.12}{3.14 \cdot 0.2} = 0.318 \rightarrow \alpha = 17^\circ 40'$$

$$P_3 = 13.8 \cdot 0.342 \cdot \operatorname{tg}(17^\circ 40' + 35) + 13.8 \cdot 0.94 = 19.1 \text{кг} = 188 \text{Н}$$

$$N_2 = \frac{19.7 \cdot 0.08 \cdot 12.25}{102} + \frac{19.7 \cdot 0.1 \cdot 12.25}{102} = 0.42 \text{кВт}$$

$$N = \frac{(N_1 + N_2) W_0}{\varepsilon} = \frac{(0.01 + 0.42) \cdot 1.2}{0.95 \cdot 0.91 \cdot 0.98 \cdot 0.8} = 1.2 \text{кВт}$$

Принимаем $N = 1,6$ кВт, $n = 1500$ мин⁻¹



Приложение 8В

«Тарельчатые дозаторы (микродозаторы).»

Задания выдаются индивидуально преподавателем, конкретно, при установке данного дозатора на один из смесителей рассчитанный ранее (Задание №6, приложение 6А,6Б)



Приложение 9

" Расчет погрузчика кормов "

Таблица 29

№	Высота бурта или стога, Н, м	Высота точки подвески штанги, h ₀ , м	Производительность, Q, т/ч	Ширина захвата барабана, В, мм	Средняя длина резки, l, мм	Высота рабочей части ножа, h _z , м	Материалы
1	3	2	3	1200	40	0,04	солома
2	4	2,5	3,5	1250	50	0,05	силос
3	3	2	4	1300	60	0,06	солома
4	4	2,5	4,5	1350	70	0,04	силос
5	3	2	5	1400	80	0,05	солома
6	4	2,5	5,5	1450	40	0,06	силос
7	3	2	6	1500	50	0,04	солома
8	4	2,5	6,5	1200	60	0,05	силос
9	3	2	3	1250	70	0,06	солома
10	4	2,5	3,5	1300	80	0,04	силос
11	3	2	4	1350	40	0,05	солома
12	4	2,5	4,5	1400	50	0,06	силос
13	3	2	5	1450	60	0,04	солома
14	4	2,5	5,5	1500	70	0,05	силос
15	3	2	6	1200	80	0,06	солома
16	4	2,5	6,5	1250	40	0,04	силос
17	3	2	3	1300	50	0,05	солома
18	4	2,5	3,5	1350	60	0,06	силос
19	3	2	4	1400	70	0,04	солома
20	4	2,5	4,5	1450	80	0,05	силос
21	3	2	5	1500	40	0,06	солома
22	4	2,5	5,5	1200	50	0,04	силос
23	3	2	6	1250	60	0,05	солома
24	4	2,5	6,5	1300	70	0,06	силос
25	3	2	3	1350	80	0,04	солома

Приложение 10

"Описание и расчет устройства для стерилизации (пастеризации) молока."

Таблица 30

№	Диаметр диска D, мм.	Толщина диска H, мм.	Частота вращения n, мин⁻¹	Температура продукта (молока) t_k, °С.	Зазор между корпусом и ротором a, мм.	Производительность установки Q л/час;
1	380	14	2800	140	0.4	115
2	390	15	2900	145	0.5	120
3	400	16	3000	150	0.6	125
4	410	17	3100	140	0.4	115
5	420	18	3200	145	0.5	120
6	430	14	3300	150	0.6	125
7	440	15	3400	140	0.4	115
8	380	16	2800	145	0.5	120
9	390	17	2900	150	0.6	125
10	400	18	3000	140	0.4	115
11	410	14	3100	145	0.5	120
12	420	15	3200	150	0.6	125
13	430	16	3300	140	0.4	115
14	440	17	3400	145	0.5	120
15	380	18	2800	150	0.6	125
16	390	14	2900	140	0.4	115
17	400	15	3000	145	0.5	120
18	410	16	3100	150	0.6	125
19	420	17	3200	140	0.4	115
20	430	18	3300	145	0.5	120
21	440	14	3400	150	0.6	125
22	380	15	2800	140	0.4	115
23	390	16	2900	145	0.5	120
24	400	17	3000	150	0.6	125
25	410	18	3100	140	0.4	115

Пример расчета

Исходные данные к данному расчету принимаем следующие:

- диаметр диска $D = 400$ мм;
- толщина диска $H = 16$ мм;
- частота вращения $n = 3000$ об/мин;
- температура продукта (молока) $t_k = 145$ °С;
- зазор между корпусом и ротором $a = 0,5$ мм;
- производительность установки $Q = 120$ л/час;
- материал диска ротора сталь 3Х13(ЭЖЗ) ГОСТ 5632-71

Таким образом,



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$V = \frac{\pi \cdot 0,4^2 \cdot 0,016}{4} = 0,002 \text{ м}^3$$

$$m = 7800 \cdot 0,002 = 15,7 \text{ кг}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot 3000}{30} = 314 \text{ с}^{-1}$$

$$\eta_{\text{пер}} = 0,98 \cdot 0,99 = 0,97$$

$$I = \frac{15,7 \cdot 0,2^2}{2} = 0,313 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$N_{\text{п}} = \frac{0,313 \cdot 314^2}{2 \cdot 60 \cdot 0,97} = 265,55 \text{ Вт.}$$

$$u = \frac{\pi \cdot 0,4 \cdot 3000}{60} = 62,8 \text{ м}^2$$

$$H = 0,001 \cdot \frac{62,8^2}{9,81} = 0,49 \text{ м}$$

$$M = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{w} = \frac{1029 \cdot 9,81 \cdot 120 \cdot 10^{-3} \cdot 0,49}{3,6 \cdot 10^2 \cdot 2 \cdot 0,628 \cdot 10^{-3}} = 131,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$



Приложение 11

“Расчет устройств для гомогенизации молока”

Таблица 31

№	Рабочее давление, p, МПа;	Скорость молока, проходящего через рабочую щель гомогенизирующих головок, v, м/с.	Количество головок, n, шт.	Производительность установки Q л/час;
1	12.5	120	3	4800
2	13.0	125	3	5000
3	13.5	120	3	5200
4	14.0	125	3	4200
5	14.5	120	3	4600
6	15.0	125	3	5100
7	15.5	120	3	5200
8	16.0	125	3	4800
9	16.5	120	3	5000
10	17.0	125	3	5200
11	17.5	120	3	4200
12	12.5	125	3	4600
13	13.0	120	3	5100
14	13.5	125	3	5200
15	14.0	120	3	4800
16	14.5	125	3	5000
17	15.0	120	2	5200
18	15.5	125	2	4200
19	16.0	120	2	4600
20	16.5	125	2	5100
21	17.0	120	2	5200
22	17.5	125	2	4800
23	12.5	120	2	5000
24	13.0	125	2	5200
25	13.5	120	2	4200

Пример расчета

Исходные данные к расчету: - рабочее давление, p — 12,5...17,5 МПа; - скорость молока, проходящего через рабочую щель гомогенизирующих головок, v — 120 м/с; общая производительность гомогенизатора, $Q_{\text{общ}}$ — 5000 л/ч; количество головок, n — 3 шт. Определение силы пружины при рабочей деформации.

$$S_1 = \frac{3,14 \cdot (34^2 - 18^2) \cdot 10^{-6}}{4} = 0,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$S_2 = \frac{3,14 \cdot 34^2 \cdot 10^{-6}}{4} = 0,91 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Для определения давлений в рабочей щели и камере противодействия воспользуемся следующим выражением:



Технологии и оборудование переработки продукции АПК

$$p_{щели} = \frac{1026 \cdot 120^2}{2} = 7,39 \text{ МПа}$$

Расчет расхода молока через рабочую щель производим из выражения:

$$Q_{щели} = \mu \cdot S_{\max} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta p_{ст} / \rho},$$

где $Q_{щели}$ — расход жидкости (молока) через рабочую щель, м³/с; μ — коэффициент расхода, учитывающий гидравлические сопротивления, особенности движения жидкости и конструкции гомогенизирующей головки, S_{\max} — максимальная площадь сечения между седлом и клапаном, м², $\Delta p_{ст}$ (или $p_{щели}$) — разность давлений между p и $p_{вых}$, Па; ρ — плотность жидкости (молока).

При этом $S_{\max} = \pi \cdot d_{\text{клап}} \cdot h_{\max}$,

где $d_{\text{клап}}$ — диаметр клапана, м, h_{\max} — максимальный зазор рабочей щели, мм.

$$S_{\max} = 3,14 \cdot 34 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 53,38 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

$$\mu = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\alpha_c - \alpha_1 \cdot \left(\varepsilon \frac{S_{\max}}{S_{\text{вход}}} \right)^2 + \xi}},$$

где ε — коэффициент сжатия, учитывающий уменьшение площади поперечного сечения потока из-за отрыва струек жидкости от стенок, по рекомендациям [] принимаем $\varepsilon = 1$; α_c и α_1 — коэффициенты кинетической энергии в сжатом и начальном сечениях потока. При развитом турбулентном движении их можно принять равными 1; ξ — коэффициент, учитывающий гидравлические сопротивления на участке между первым и вторым сечением; $S_{\text{вход}}$ — площадь

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 - 1 \cdot \left(1 \cdot \frac{34 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{9 \cdot 10^{-6}} \right)^2 + 2499,1}} = 0,02.$$

Следовательно, $Q_{щели} = 0,02 \cdot 53,38 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 7,39 \cdot 10^6 / 1026} = 0,0004 \text{ м}^3/\text{с}$.

Давление молока в камере противодействия $p_{\text{кам.1}}$ МПа, выражаем из формулы

$$p_{\text{кам}} = \frac{Q \cdot p \cdot \eta - Q_{щели} \cdot p_{щели}}{Q_{\text{кам}}},$$

$$p_{\text{кам}} = \frac{4,6 \cdot 10^{-4} \cdot 12,5 \cdot 10^6 \cdot 0,62 - 4 \cdot 10^{-4} \cdot 7,39 \cdot 10^6}{0,6 \cdot 10^{-4}} = 10,32 \cdot 10^6 \text{ Па} = 10,32 \text{ МПа}.$$

$$F_{\text{пруж2}} = 7,39 \cdot 10^6 \cdot 0,91 \cdot 10^{-3} - 10,32 \cdot 10^6 \cdot 0,65 \cdot 10^{-3} - 5 = 9,45 \text{ Н}$$

**Приложение 12**

“Расчет фронтального погрузчика с фрезерным приспособлением для отрезания и доизмельчения силосной массы.”

Таблица 32

№ вар	Диаметр барабана Q, кг/ч.	Ширина агрегата $H_{агр}$, м	Скорость фрезерования на силосе, м/с	Скорость фрезерования на грубых кормах, м/с
1	0.5	1.5	20	70
2	0.55	1.4	22	72
3	0.6	1.6	24	74
4	0.5	1.8	25	75
5	0.55	2.0	20	70
6	0.6	2.4	22	72
7	0.5	2.5	24	74
8	0.55	1.5	25	75
9	0.6	1.4	20	70
10	0.5	1.6	22	72
11	0.55	1.8	24	74
12	0.6	2.0	25	75
13	0.5	2.4	20	70
14	0.55	2.5	22	72
15	0.6	1.5	24	74
16	0.5	1.4	25	75
17	0.55	1.6	20	70
18	0.6	1.8	22	72
19	0.5	2.0	24	74
20	0.55	2.4	25	75
21	0.6	2.5	20	70
22	0.5	1.5	22	72
23	0.55	1.4	24	74
24	0.6	1.6	25	75
25	0.5	1.8	20	70



ЛИТЕРАТУРА

1. Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм.-Л.: Колос, 1978,-560 с.
2. Смирнов И.И. Машины для животноводческих ферм.- М:Машгиз, 1959,-359с.
3. Тищенко М.А. Проектирование и расчет технологических линий подготовки и раздачи кормосмесей дифференцированного состава многофункциональными агрегатами. Методические рекомендации , зерноград. 2008 – 105с.
4. Стецков В.Г., Фокеев А.К. Машины и оборудования для механизации работ в животноводстве. (Теория и расчет). Часть III. Ростов-на-Дону. РИСХМ, 1976 – 110с.
5. Хозяев И.А. и др. Расчет рабочих органов машин для животноводства. Методические указания.- Ростов-на - Дону РИСХМ, 1989. -78с.
6. Резников Л.А., Тищенко В.Т., Дьяченко Г.Н., и др. Основы проектирования и расчет сельскохозяйственных машин. -М,: Агропромиздат, 1991.-с.500-50