

Министерство сельского хозяйства РФ
Брянский государственный аграрный университет

Инженерно-технологический институт

Кафедра технического сервиса

Никитин В.В., Синяя Н.В.

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

*Методическое пособие для магистрантов
инженерно – технологического института
направления подготовки: 35.04.06 Агроинженерия.*

Брянск – 2021

УДК 621.866 (07)
ББК 39.9
Н 62

Никитин, В. В. Расчет механизмов транспортирующих машин: методическое пособие для магистрантов инженерно – технологического института направления подготовки: 35.04.06 Агроинженерия / В. В. Никитин, Н. В. Синяя. – Брянск: Изд-во Брянский ГАУ, 2021. – 88 с.

При подготовке настоящего издания использованы материалы ряда авторов (Фадеев С.П., Руденко Н.Ф., Александров М.П., Лысяков А.Г., Павлов Н.Г. и др.), не переиздававшиеся в течение нескольких десятилетий, но содержащие большое количество справочных данных.

В предлагаемом методическом пособии представлены задачи, решение которых адаптировано к современным методикам расчета механизмов транспортирующих машин и международной системе единиц СИ.

Рецензент: д.т.н., профессор Купренко А.И., директор инженерно-технологического института.

Рекомендовано методической комиссией инженерно-технологического института Брянского государственного аграрного университета, протокол № 1 от 31 августа 2021 года.

© Брянский ГАУ, 2021
© Никитин В.В., 2021
© Синяя Н.В., 2021

ВВЕДЕНИЕ

Современные технологии производства сельскохозяйственной продукции невозможно представить без применения подъемно-транспортных машин.

Уровень механизации погрузки, разгрузки и складирования сельскохозяйственных грузов еще значительно отстает от уровня механизации аналогичных операций в других отраслях народного хозяйства, что приводит к простоям транспорта, большим затратам и увеличению себестоимости продукции. Только при ремонте сельскохозяйственной техники трудовые затраты, связанные перемещением машин и их агрегатов в пространстве, составляют около 30% общей трудоемкости работ по разгрузке-погрузке, сборке, и восстановлению деталей.

Многообразие сельскохозяйственных грузов, различающихся по характеру и назначению, обусловило применение разнообразных подъемно-транспортных механизмов – грузоподъемников, лебедок, кран-балок, поворотных консольных, козловых кранов, ленточных, скребковых и других конвейеров, а также погрузчиков периодического действия.

Грузоподъемные и транспортирующие механизмы все чаще включают в систему машин для комплексной механизации грузопотока. В связи с этим общеинженерная подготовка в сельскохозяйственных вузах заканчивается изучением курса «Подъемно-транспортные машины». В процессе обучения студенты узнают об основных типах подъемно-транспортных средств, их характеристиках, области применения, методах расчетов и об особенностях процессов перегрузки сельскохозяйственных грузов.

В предлагаемом методическом пособии изложены рекомендации и приведены нормативные материалы, даны примеры расчета, выдержки из каталогов и стандартов на основные сборочные единицы и детали подъемно-транспортных машин.

ЗАДАЧА 1. Расчет ленточного конвейера

Рассчитать ленточный конвейер для транспортировки пшеницы плотностью $\rho=800 \text{ кг/м}^3$ на расстояние $L=50 \text{ м}$ и высоту $H=5 \text{ м}$ (рис. 2) производительностью $Q=120 \text{ т/ч}$. Загрузка конвейера выполняется через загрузочную воронку с лотком, разгрузка – через концевой барабан, который является приводным. Натяжное устройство – винтовое.

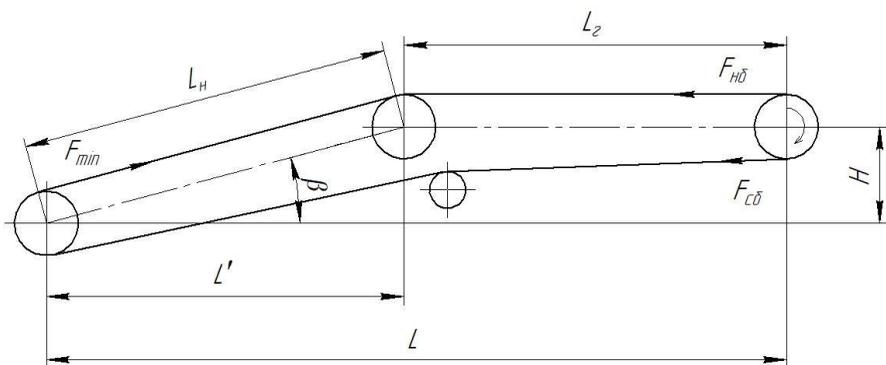


Рисунок 1 – Схема ленточного конвейера

1. Согласно таблицы 8.1 [2, стр. 128; приложение табл. 4] принимаем скорость транспортера $v = 2,5 \text{ м/с}$. Коэффициент трения пшеницы по ленте в состоянии покоя $f_n \approx 0,5$. Чтобы увеличить производительность конвейера и уменьшить потери, в качестве поддерживающих элементов рабочей ветви ленты выбираем трехроликовые желобчатые опоры.

2. Коэффициент трения пшеницы по ленте при работе

$$f_o = 0,8 \cdot f_n = 0,8 \cdot 0,5 = 0,4,$$

где f_n – коэффициент трения пшеницы по ленте в состоянии покоя.

3. Угол трения пшеницы по ленте

$$\psi = \operatorname{arctg}(f_0) = \operatorname{arctg}(0,4) = 22^\circ.$$

Исходя из условия соскальзывания пшеницы по ленте $\beta \leq \psi$, определяем угол наклона конвейера. Обычно

$$\beta = \psi - (4 \dots 5^\circ),$$

где ψ – угол трения пшеницы по ленте, град.
Для рассматриваемой схемы

$$\beta = 22 - 5 = 17^\circ.$$

4. Длина наклонной части конвейера

$$L_n = \frac{H}{\sin \beta},$$

где H – высота подъема груза, м.

$$L_n = \frac{5}{\sin 17} \approx 17 \text{ м.}$$

5. Длина проекции наклонной части транспортера на горизонтальную плоскость

$$L' = L_n \cdot \cos \beta = 17 \cdot \cos 17 = 16,3 \text{ м.}$$

6. Длина горизонтальной части транспортера

$$L_2 = L - L' = 50 - 16,3 = 33,7 \text{ м,}$$

где L – расстояние перемещения груза, m .

7. Ширина ленты

$$B = \sqrt{\frac{Q_c}{K_n \cdot K_\beta \cdot \rho \cdot v}},$$

где Q_c – секундная производительность конвейера, $кг/с$;

K_n – коэффициент производительности, зависящие от формы поперечного сечения потока и физико-механических свойств транспортируемого груза;

K_β – коэффициент, учитывающий осыпание груза при угле наклона конвейера от 0 до 20° ;

ρ – плотность груза, $кг/м^3$;

v – скорость ленты конвейера, $м/с$.

Секундную производительность конвейера определим как

$$Q_c = \frac{Q}{3,6} = \frac{120}{3,6} = 33,3 \text{ кг/с},$$

где Q – производительностью конвейера, $т$.

Исходя из рекомендаций [2, стр. 128], принимаем коэффициент производительности $K_n=0,085$ и коэффициент осыпания груза $K_\beta=0,8$.

$$B = \sqrt{\frac{33,3}{0,085 \cdot 0,8 \cdot 800 \cdot 2,5}} = 0,495 \text{ м}.$$

Согласно ряду стандартных значений принимаем $B=500 \text{ мм}$.

В случае значительного расхождения расчетного и стандартного значения ширины ленты, производительность конвейера уточняют.

8. Общая толщина ленты конвейера

$$\delta = \delta_0 \cdot z + \delta_1 + \delta_2,$$

где δ_0 – толщина одной прокладки, мм;

z – число прокладок;

δ_1 – толщина слоя резины с рабочей стороны ленты, мм;

δ_2 – толщина слоя резины с опорной стороны ленты, мм.

По таблице 90 приложения [2, стр. 316] выбираем рези-
нотканевую ленту с прокладками из ткани БКНЛ-65 (с основной
и утком из комбинированных нитей): предел прочности ткани
 $K_p=65$ Н/мм; число (предварительное) прокладок $z=3$; толщина
прокладки $\delta_0=1,15$ мм; толщина обрешиненного слоя с рабочей
стороны ленты $\delta_1=2$ мм (ввиду малой абразивности пшеницы);
толщина слоя резины с опорной стороны ленты $\delta_2=1$ мм.

Тогда

$$\delta = 1,15 \cdot 3 + 2 + 1 = 6,45 \text{ мм.}$$

9. Масса 1 м длины конвейера

$$q_n = 1,12 \cdot B \cdot \delta = 1,12 \cdot 0,5 \cdot 6,45 = 3,6 \text{ кг / м,}$$

где B – ширина ленты, м;

δ – общая толщина ленты, мм.

10. Масса груза на 1 м длины конвейера

$$q_z = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{120}{3,6 \cdot v} = \frac{120}{3,6 \cdot 2,5} = 13,3 \text{ кг / м,}$$

где Q – производительностью конвейера, т;

v – скорость ленты конвейера, м/с.

11. Масса роликовой опоры на 1 м конвейера для под-
держания рабочей ветви

$$q_{p.p} = \frac{m_p}{l_p},$$

где m_p – масса вращающихся частей опоры, кг;

l_p – расстояние между роликами, м.

Согласно таблице 8.2 при $B=500$ мм и $v=2,5$ м/с для рабочей ветви диаметр роликов $d_p=108$ мм. С целью увеличения долговечности ленты и создания благоприятных условий ее работы принимаем угол наклона боковых роликов $\alpha_p=30^\circ$. Тогда масса вращающихся частей трехроликовой опоры $m_p=12$ кг [2, стр. 316, приложение 92]. Масса ролика для холостой ветви $m_{p.x}=9,8$ кг [2, стр. 316, приложение 91].

С учетом ширины ленты и желобчатой формы рабочей ветви принимаем расстояние между роликами: рабочей ветви $l_p=1,5$ м, холостой ветви $l_x=3$ м.

Тогда масса роликовой опоры на 1 м конвейера

$$q_{p.p} = \frac{12}{1,5} = 8 \text{ кг / м.}$$

Для холостой ветви

$$q_{p.x} = \frac{m_{p.x}}{l_x} = \frac{9,8}{3} = 3,3 \text{ кг / м.}$$

12. Сопротивление передвижению ленты на прямолинейном наклонном рабочем участке ветви

$$W_{p.n} = g \cdot L_n \cdot [(q_g + q_l + q_{p.p}) \cdot \xi_p \cdot \cos \beta + (q_g + q_l) \cdot \sin \beta],$$

где $g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;

L_n – длина наклонной части конвейера, м;

$q_g, q_l, q_{p.p}$ – линейные массы соответственно груза, ленты и роликовых опор на рабочей ветви, кг/м;

ξ_p – коэффициент сопротивления движению рабочей ветви ленты по роликам, зависящий от условий работы.

Принимаем коэффициент сопротивления движению рабочей ветви ленты по роликам при работе на открытом воздухе $\xi_p=0,04$;

β – угол наклона конвейера, град.

$$W_{p,n} = 9,81 \cdot 17 \cdot [(13,3 + 3,6 + 8) \cdot 0,04 \cdot \cos 17 + (13,3 + 3,6) \cdot \sin 17] = 985 \text{ Н.}$$

13. Сопротивление передвижение ленты на прямолинейном горизонтальном рабочем участке ветви

$$W_{p,z} = g \cdot L_z \cdot (q_z + q_l + q_{p,p}) \cdot \xi_p,$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;
 L_z – длина горизонтальной части транспортера, м ;
 $q_z, q_l, q_{p,p}$ – линейные массы соответственно груза, ленты и роликовых опор на рабочей ветви, кг/м ;
 ξ_p – коэффициент сопротивления движению рабочей ветви ленты по роликам, зависящий от условий работы.

$$W_{p,z} = 9,81 \cdot 33,7 \cdot (13,3 + 3,6 + 8) \cdot 0,04 = 329 \text{ Н.}$$

14. Сопротивление передвижение ленты на прямолинейном горизонтальном холостом участке ветви

$$W_{x,z} = g \cdot L_z \cdot (q_l + q_{p,x}) \cdot \xi_x,$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;
 L_z – длина горизонтальной части транспортера, м ;
 $q_l, q_{p,x}$ – линейные массы соответственно ленты и роликовых опор на холостой ветви, кг/м ;
 ξ_x – коэффициент сопротивления движению холостой ветви ленты по роликам, зависящий от условий работы.

Принимаем коэффициент сопротивления движению холостой ветви ленты по роликам при работе на открытом воздухе $\xi_p=0,035$.

$$W_{x,z} = 9,81 \cdot 33,7 \cdot (3,6 + 3,3) \cdot 0,035 = 80 \text{ Н.}$$

15. Сопротивление передвижение ленты на прямолинейном наклонном холостом участке ветви

$$W_{x.n} = g \cdot L_n \cdot [(q_z + q_{p.x}) \cdot \xi_x \cdot \cos \beta - q_l \cdot \sin \beta],$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

L_n – длина наклонной части конвейера, м ;

$q_z, q_l, q_{p.x}$ – линейные массы соответственно груза, ленты и роликовых опор на холостой ветви, кг/м ;

ξ_x – коэффициент сопротивления движению холостой ветви ленты по роликам, зависящий от условий работы;

β – угол наклона конвейера, град .

$$W_{x.n} = 9,81 \cdot 17 \cdot [(3,6 + 3,3) \cdot 0,035 \cdot \cos 17 - 3,6 \cdot \sin 17] = -138 \text{ Н}.$$

16. Сопротивление передвижению ленты возникающее при загрузке (с учетом начальной скорости груза $v_0=0$)

$$W_{заг} = Q_c \cdot v = 33,3 \cdot 2,5 = 83 \text{ Н},$$

где Q_c – секундная производительность конвейера, кг/с ;

v – скорость ленты конвейера, м/с .

17. Окружная сила на приводном барабане

$$F_t = \xi_0^m \cdot \Sigma W = \xi_0^m \cdot (W_{p.n} + W_{p.z} + W_{заг} + W_{x.z} + W_{x.n}),$$

где ξ_0 – коэффициент сопротивления передвижению ленты на криволинейных участках;

m – число барабанов, кроме приводного;

ΣW – алгебраическая сумма сопротивлений на прямолинейных участках, Н .

Принимаем коэффициент сопротивления передвижению ленты на криволинейных участках $\xi_0=1,05$.

Тогда

$$F_t = 1,05^3 \cdot (985 + 329 + 83 + 80 - 138) = 1550 \text{ Н}.$$

18. Натяжение набегающей ветви ленты транспортера

$$F_{нб} = \frac{F_t \cdot e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1},$$

где $e=2,71$ – основание натурального логарифма;

F_t – окружная сила на приводном барабане, H ;

f – коэффициент трения ленты по барабану, зависящий от материала и состояния поверхности барабана, а также от атмосферных условий. Для чугунного и стального барабанов $f=0,1 \dots 0,3$; для барабана с деревянной футеровкой $f=0,15 \dots 0,4$.

α – угол обхвата приводного барабана лентой, $рад$.

Принимаем коэффициент трения по стальному барабану $f=0,3$ и угол обхвата приводного барабана $\alpha=\pi$.

Тогда

$$F_{нб} = \frac{1550 \cdot 2,71^{0,3 \cdot \pi}}{2,71^{0,3 \cdot \pi} - 1} = 2544 \text{ Н.}$$

19. Необходимое минимальное натяжение рабочей ветви в месте сбегания ленты с натяжного барабана

$$F_{\min} = \frac{g \cdot (q_g + q_l) \cdot l_p^2}{8 \cdot [y]},$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$q_g, q_l, q_{p.x}$ – линейные массы соответственно груза и ленты, $кг/м$;

l_p – расстояние между роликами на рабочей ветви, $м$;

$[y]$ – допустимая стрела провисания ленты при транспортировании насыпного груза, $м$:

$$[y] = (0,025 \dots 0,03) \cdot l_p = (0,025 \dots 0,03) \cdot 1,5 = 0,038 \dots 0,045 \text{ м.}$$

Принимаем $[y]=0,038 \text{ м}$.

Таким образом

$$F_{\min} = \frac{9,81 \cdot (13,3 + 3,6) \cdot 1,5^2}{8 \cdot 0,038} = 1229 \text{ Н.}$$

20. Максимальное натяжение ленты

$$F_{\max} = F_{нб} + \xi_0^{\kappa} \cdot F_{сб},$$

где κ – отклоняющих барабанов рабочей ветви;

ξ_0 – коэффициент сопротивления передвижению ленты на криволинейных участках.

$$F_{\max} = 2544 + 1,05 \cdot 1229 = 3834 \text{ Н.}$$

21. Расчетный коэффициент запаса прочности ленты

$$S = \frac{z \cdot B \cdot K_p}{F_{\max}},$$

где z – число прокладок;

B – ширина ленты, мм;

K_p – прочность ткани одной прокладки на разрыв по ширине основы, Н/мм;

F_{\max} – максимальное натяжение в ленте, Н.

Для выбранной резинотканевой ленты БКНЛ-65 прочность ткани одной прокладки на разрыв равна $K_p=65$ [2, стр. 129].

С учетом подстановки получим

$$S = \frac{3 \cdot 500 \cdot 65}{3834} = 25.$$

22. Проверка прочности ленты

$$S \geq [S],$$

где S , $[S]$ – соответственно расчетный и допустимый коэффициенты запаса прочности ленты.

Допустимый коэффициенты запаса прочности ленты: резинотканевых – $[S]=8\dots9$; синтетических – $[S]=9\dots10$; комбинированных – $[S]=9\dots11,5$ [2, стр. 128].

Поскольку в расчетах используется резинотканевая лента, то принимаем допустимый коэффициенты запаса прочности $[S]=9$.

Так как $S > [S]$, то условие прочности выполняется. Если условие прочности не выполняется ($S \leq [S]$), то следует увеличить предварительно принятое число прокладок z и повторить расчет.

23. Для обеспечения нормальных условий работы резинотканевой ленты и предотвращения ее расслоения, диаметр барабана должен удовлетворять условию

$$D_{\bar{o}.n} \geq K_1 \cdot K_2 \cdot z,$$

где K_1 – коэффициент, зависящий от прочности прокладок;
 K_2 – коэффициент, зависящий от типа барабана: для приводного – $K_2=1\dots1,1$; для натяжного – $K_2=0,8\dots0,9$; для отклоняющего – $K_2=0,5$;

z – число прокладок.

Для выбранной резинотканевой ленты БКНЛ-65, коэффициент учитывающий прочность прокладок $K_1=130$ [2, стр. 129].

Для приводного барабана, коэффициент $K_2=1$.

$$D_{\bar{o}.n} \geq 130 \cdot 1 \cdot 3 = 390 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр приводного барабана $D_{\bar{o}.n}=400 \text{ мм.}$

24. Диаметр отклоняющего барабана

$$D_{\bar{o}.o} \geq K_1 \cdot K_2 \cdot z,$$

где K_1 – коэффициент, зависящий от прочности прокладок;
 K_2 – коэффициент, зависящий от типа барабана: для отклоняющего – $K_2=0,5$;

z – число прокладок.

$$D_{\bar{o},o} \geq 130 \cdot 0,5 \cdot 3 = 195 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр приводного барабана $D_{\bar{o},o}=200 \text{ мм}$.

25. Длина барабанов

$$L_{\bar{o}} = B + 100 \text{ мм} = 500 + 100 = 600 \text{ мм.}$$

26. Частота вращения приводного барабана

$$n_{\bar{o}} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_{\bar{o},n}},$$

где v – скорость ленты конвейера, $м/с$;

$D_{\bar{o},n}$ – диаметр приводного барабана, $м$.

$$n_{\bar{o}} = \frac{60 \cdot 2,5}{5 \cdot 0,4} = 119 \text{ мин}^{-1}.$$

v – скорость ленты конвейера, $м/с$;

$\eta_{\bar{o}}=0,92\dots 0,96$ – КПД барабана, зависящий от типа подшипников, жесткости ленты;

$\eta_m=0,9$ – КПД механизма привода конвейера.

$$P_{\bar{o}\bar{o}} = \frac{1550 \cdot 2,5}{0,95 \cdot 0,9} = 4532 \text{ Вт} = 4,5 \text{ кВт.}$$

Для рассматриваемого конвейера принимаем электродвигатель АИР112М4 номинальной мощностью $P_{ном}=5,5 \text{ кВт}$ с номинальной частотой вращения вала $n_{\bar{o}\bar{o}}=n_{ном}=1432 \text{ мин}^{-1}$ [2, стр. 279, приложение 35].

28. Передаточное число редуктора

$$u = \frac{n_{ном}}{n_{\bar{o}}},$$

где $n_{ном}$ – частота вращения вала электродвигателя, $мин^{-1}$;

n_{δ} – частота вращения приводного барабана, мин^{-1} .

$$u = \frac{1432}{119} = 12,14.$$

29. Вращающий момент на валу приводного барабана

$$T_{\delta} = \frac{F_t \cdot D_{\delta.n}}{2 \cdot \eta_{\delta}},$$

где F_t – окружная сила на приводном барабане, H ;

$D_{\delta.n}$ – диаметр приводного барабана, m ;

η_{δ} – КПД барабана.

$$T_{\delta} = \frac{1550 \cdot 0,4}{2 \cdot 0,95} = 326 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

30. Выбор редуктора

Выбор редуктора выполняем по величине вращающего момента на валу приводного барабана и передаточного числа.

Принимаем двухступенчатый редуктор 1Ц2У-125, рассчитанный на вращающий момент тихоходного вала $T_{ном}=500 \text{ Н} \cdot \text{м}$, передаточное число $u=12,5$.

31. Проверка расчетного передаточного числа от заданного

$$\Delta u = \frac{u_{таб} - u_p}{u_p} \leq 5\%,$$

где $u_{таб}$ – табличное значение передаточного числа редуктора;

u_p – расчетное значение передаточного числа редуктора.

$$\Delta u = \frac{12,5 - 12,14}{12,14} = 3\% < 5\%.$$

Условие выполняется.

ЗАДАЧА 2. Расчет цепного скребкового конвейера

Рассчитать цепной скребковый конвейер (рис. 2) производительностью $Q=15 \text{ т/ч}$, предназначенный для транспортирования пшеницы (плотностью $\rho=800 \text{ кг/м}^3$) на высоту $H=5 \text{ м}$ и расстояние $L=15 \text{ м}$. Длина горизонтального участка $L_2=2 \text{ м}$. Скорость тягового элемента (скребка) $v=0,7 \text{ м/с}$.

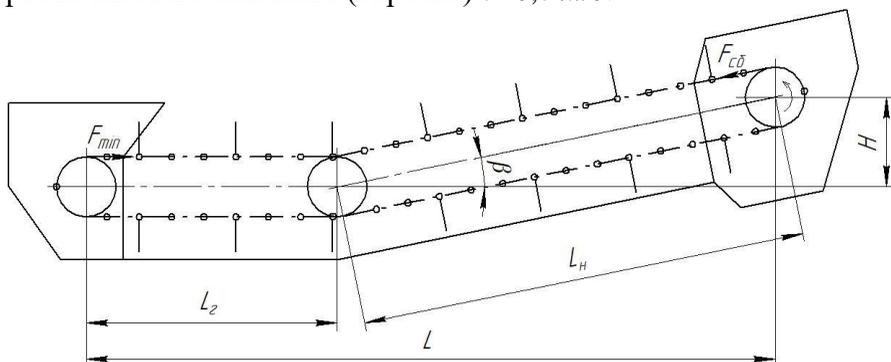


Рисунок 2 – Схема скребкового конвейера

1. Угол наклона наклонной части

$$\beta = \arctg\left(\frac{H}{L-L_2}\right),$$

где H – высота подъема груза, м;

L – длина конвейера, м;

L_2 – длина горизонтального участка конвейера, м.

$$\beta = \arctg\left(\frac{5}{15-2}\right) = 21^\circ.$$

2. Длина наклонного участка

$$L_n = \frac{L - L_2}{\cos \beta},$$

где β – угол наклона наклонной части конвейера, град;

L – длина конвейера, м;

L_2 – длина горизонтального участка конвейера, м.

$$L_n = \frac{15 - 2}{\cos 21} = 14 \text{ м.}$$

2. Ширина скребка

$$b_{ск} = \sqrt{\frac{K \cdot Q}{3600 \cdot v \cdot \rho \cdot \psi \cdot C_\beta}},$$

где $K=2\dots 4$ – коэффициент, учитывающий соотношение ширины и высота скребка;

Q – производительностью конвейера, $т/ч$;

v – скорость скребка, $м/с$;

ρ – плотность груза, $т/м^3$;

$\psi=0,6$ – коэффициент заполнения желоба для легкосыпучих грузов;

$C_\beta=0,65$ – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона конвейера на производительность.

Принимаем коэффициент соотношения ширины и высота скребка $K=2$.

Тогда

$$b_{ск} = \sqrt{\frac{2 \cdot 15}{3600 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \cdot 0,65 \cdot 0,6}} = 0,195 \text{ м.}$$

В качестве рабочего органа принимаем высокий скребок прямоугольной формы для порционного волочения.

4. Высота скребка

$$h_{ск} = \frac{b_{ск}}{K},$$

где $K=2$ – коэффициент соотношения ширины и высота скребка.

Из ряда нормальных линейных размеров принимаем размеры скребков: $h_{ск}=100$ мм, $b_{ск}=200$ мм [2, стр. 317, приложение 93].

Желоб конвейера в поперечном сечении выполняем по форме скребка, изготавливая его из листовой стали. Зазор между скребком и боковыми стенками желоба принимаем 5 мм.

$$h_{ск} = \frac{0,195}{2} = 0,098 \text{ м} = 98 \text{ мм.}$$

5. Фактическая скорость скребка

$$v = \frac{Q}{3600 \cdot b_{ск} \cdot \psi \cdot C_{\beta} \cdot h_{ск} \cdot \rho},$$

где Q – производительность конвейера, $t/ч$;

ρ – плотность груза, $t/м^3$;

$\psi=0,6$ – коэффициент заполнения желоба для легкосыпучих грузов;

$C_{\beta}=0,65$ – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона конвейера на производительность;

$h_{ск}$ – высота скребка, $м$;

$b_{ск}$ – ширина скребка, $м$.

$$v = \frac{15}{3600 \cdot 0,2 \cdot 0,6 \cdot 0,65 \cdot 0,1 \cdot 0,8} = 0,67 \text{ м/с.}$$

6. Шаг чередования скребков

$$t_{ск} = (2...4) \cdot h_{ск},$$

где $h_{ск}$ – высота скребка, $м$.

$$t_{ck} = (2...4) \cdot 0,1 = 0,2...0,4 \text{ м.}$$

Принимаем шаг чередования скребков $t_{ck}=0,2 \text{ м.}$

7. Сопротивление движению груза и тягового органа на рабочем наклонном участке

$$W_{p.n} = g \cdot L_n \cdot (q_z + q_u) \cdot (\xi_p \cdot \cos \beta + \sin \beta),$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

L_n – длина наклонного участка конвейера, м ;

q_z, q_u – линейные массы соответственно груза и тягового органа, кг/м ;

ξ_p – коэффициент сопротивления перемещению груза и тягового органа по рабочей ветви скребкового конвейера;

β – угол наклона наклонной части конвейера, град.

Линейная масса груза на одном метре длины конвейера

$$q_z = \frac{Q}{3,6 \cdot v},$$

где Q – производительностью конвейера, т/ч ;

v – скорость тягового рабочего органа скребкового конвейера, м/с .

Линейная масса груза на одном метре длины конвейера составит

$$q_z = \frac{15}{3,6 \cdot 0,7} = 6,22 \text{ кг/м.}$$

Линейная плотность одного метра скребкового конвейера равна

$$q_u = (0,5...0,8) \cdot q_z = (0,5...0,8) \cdot 6,22 = 3,11...4,98 \text{ кг/м,}$$

где q_z – линейная масса груза, кг/м .

Согласно рекомендациям [2, стр. 146], принимаем коэффициенты сопротивления перемещению груза и тягового органа

соответственно по рабочей и холостой ветви скребкового конвейера $\zeta_p=0,6$, $\zeta_x=0,3$.

$$W_{p.n} = 9,81 \cdot 14 \cdot (6,22 + 5) \cdot (0,6 \cdot \cos 21 + \sin 21) = 1415 \text{ Н}.$$

8. Сопротивление движению груза и тягового органа на рабочем горизонтальном участке

$$W_{p.z} = g \cdot L_z \cdot (q_z + q_u) \cdot \zeta_p,$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

L_z – длина горизонтального участка конвейера, м;

q_z, q_u – линейные массы соответственно груза и тягового органа, кг/м;

ζ_p – коэффициенты сопротивления перемещению груза и тягового органа по рабочей ветви скребкового конвейера.

$$W_{p.z} = 9,81 \cdot 2 \cdot (6,22 + 5) \cdot 0,6 = 132 \text{ Н}.$$

9. Сопротивление движению холостой ветви тягового органа на наклонном участке

$$W_{x.n} = g \cdot L_n \cdot q_u \cdot (\zeta_x \cdot \cos \beta - \sin \beta),$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

L_n – длина наклонного участка конвейера, м;

q_u – линейные массы тягового органа, кг/м;

ζ_x – коэффициент сопротивления перемещению груза и тягового органа по холостой ветви скребкового конвейера.

$$W_{x.n} = 9,81 \cdot 14 \cdot 5 \cdot (0,3 \cdot \cos 21 - \sin 21) = -55,6 \text{ Н}.$$

Знак «-» означает, что сила $W_{x.n}$ способствует движению тягового органа, то есть является движущей силой.

10. Сопротивление движению холостой ветви тягового органа на горизонтальном участке

$$W_{x.z} = g \cdot L_z \cdot q_u \cdot \xi_x,$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;
 L_z – длина горизонтального участка конвейера, м;
 q_u – линейные массы тягового органа, кг/м;
 ξ_x – коэффициент сопротивления перемещению груза и тягового органа по холостой ветви скребкового конвейера.

$$W_{x.z} = 9,81 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 0,3 = 29,4 \text{ Н}.$$

11. Окружная сила на ведущей звездочке

$$F_t = \xi_0^m \cdot \Sigma W = \xi_0^m \cdot (W_{p.n} + W_{p.z} + W_{x.n} + W_{x.z}),$$

где $\xi_0=1,1$ – коэффициент сопротивления передвижению на натяжной и отклоняющей звездочках, учитывающий потери в шарнирах цепи при их огибании и потери в подшипниках;

$m=2$ – число звездочек, кроме ведущей;

ΣW – алгебраическая сумма сопротивлений перемещению отдельных участков, Н.

$$F_t = 1,1^2 \cdot (1415 + 132 - 55,6 + 29,4) = 1840 \text{ Н}.$$

12. Расчетная мощность двигателя

$$P = \frac{F_t \cdot v}{\eta_{зв} \cdot \eta_{пр}},$$

где F_t – тяговое усилие на ведущей звездочке, Н;

v – скорость скребкового конвейера, $м/с$;
 $\eta_{зв}=0,98$ – КПД ведущей звездочки скребкового конвейера;
 $\eta_{пр}=0,9$ – КПД передаточного механизма привода.

$$P = \frac{1840 \cdot 0,7}{0,98 \cdot 0,9} = 1460 \text{ Вт} = 1,46 \text{ кВт}.$$

Для рассматриваемого конвейера принимаем электродвигатель АИР80М4 номинальной мощностью $P_{ном}=1,5 \text{ кВт}$ с номинальной (асинхронной) частотой вращения вала $n_{об}=n_{ном}=1395 \text{ мин}^{-1}$ [2, стр. 279, приложение 35].

13. Минимальное натяжение цепи

$$F_{\min} = g \cdot t_{ск} \cdot (q_z + q_u) \cdot (\xi_p \cdot \cos \beta + \sin \beta) \cdot \frac{h_{ск}}{t_u \cdot \operatorname{tg} \theta},$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$t_{ск}$, t_u – соответственно шаг чередования скребков и шаг цепи, $м$;

q_z , q_u – линейные массы соответственно груза и тягового органа, $кг/м$;

ξ_p – коэффициенты сопротивления перемещению груза и тягового органа по рабочей ветви скребкового конвейера;

$h_{ск}$ – высота скребка, $м$;

β – угол наклона наклонной части конвейера, $град$;

θ – угол отклонения скребка, $град$.

Поскольку шаг цепи неизвестен, то ее минимальное натяжение определяем из условия устойчивости скребка при $\theta=3^\circ$ и $t_{ск}=t$

$$F_{\min} = 9,81 \cdot 6 \cdot (6,22 + 5) \cdot (0,6 \cdot \cos 21 + \sin 21) \cdot \frac{0,1}{1 \cdot \operatorname{tg} 3} = 1166 \text{ Н}.$$

14. Усилие в сбегаящей ветви тягового органа

$$F_{сб} = F_{\min} - W_{x,z} + W_{x,n},$$

где F_{\min} – минимальное натяжение цепи, H ;

$W_{x,z}$ – сопротивление движению холостой ветви тягового органа на горизонтальном участке, H ;

$W_{x,n}$ – сопротивление движению холостой ветви тягового органа на наклонном участке, H .

$$F_{c\delta} = 1166 - 29,4 + 55,6 = 1192 \text{ H.}$$

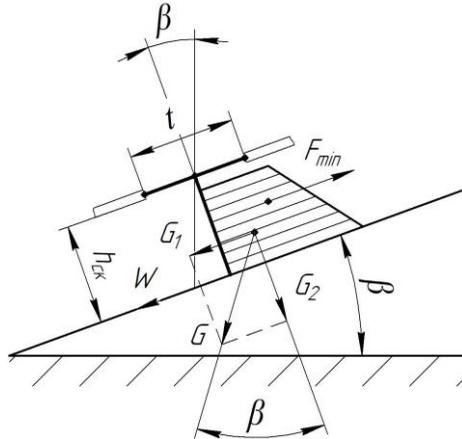


Рисунок 3 – Схема сил, действующих на скребок

15. Усилие в набегающей ветви тягового органа

$$F_{н\delta} = F_t + F_{c\delta},$$

где F_t – тяговое усилие на ведущей звездочке, H ;

$F_{c\delta}$ – усилие в сбегающей ветви тягового органа, H .

$$F_{н\delta} = 1840 + 1192 = 3032 \text{ H.}$$

16. Расчетное разрушающее усилие в цепи

$$F_p = 2 \cdot F_{н\delta} \cdot [n],$$

где $F_{н\delta}$ – усилие в набегающей ветви тягового органа, H ;

$[n]=6$ – коэффициент запаса прочности для горизонтальных конвейеров неответственного значения.

Тогда

$$F_p = 2 \cdot 3032 \cdot 6 = 36384 \text{ Н.}$$

По значению F_p выбираем приводную роликовую длиннозвенную цепь ТРД-38,1-4000-2-2-6 [2, стр. 317, приложение 94] с параметрами: $t=38,1 \text{ мм}$, $[F_p]=4000 \text{ даН}$, $q_u=2,1 \text{ кг}$.

17. Действующая в цепи динамическая нагрузка

$$F_d = 1,5 \cdot m \cdot t \cdot \omega_{38}^2,$$

где m – масса перемещаемого груза и тягового органа, кг;

t – шаг цепи, м;

ω_{38} – угловая скорость ведущей звездочки, c^{-1} .

Масса перемещаемого груза и тягового органа

$$m = (q_g + 2 \cdot q_u) \cdot L_\Sigma,$$

где q_g , q_u – линейные массы соответственно груза и тягового органа, кг/м;

L_Σ – суммарная длина транспортера, м.

$$L_\Sigma = L_n + L_g,$$

где L_n – длина наклонного участка конвейера, м;

L_g – длина горизонтального участка конвейера, м.

$$L_\Sigma = 14 + 2 = 16 \text{ м.}$$

Угловая скорость ведущей звездочки

$$\omega_{38} = \frac{2 \cdot v}{D_{38}},$$

где v – скорость скребкового конвейера, м/с;

D_{38} – делительный диаметр приводной звездочки, м.

$$D_{36} = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)},$$

где t – шаг цепи, мм;

z – число зубьев звездочки (должно быть не менее 10).

$$D_{36} = \frac{38,1}{\sin\left(\frac{180}{20}\right)} = 243,6 \text{ мм.}$$

Угловая скорость ведущей звездочки

$$\omega_{36} = \frac{2 \cdot 0,7}{0,24} = 5,5 \text{ с}^{-1}.$$

Масса перемещаемого груза и тягового органа

$$m = (6,22 + 2 \cdot 2,1) \cdot 16 = 167 \text{ кг.}$$

Тогда действующая в цепи динамическая нагрузка

$$F_{\delta} = 1,5 \cdot 167 \cdot 0,038 \cdot 5,5^2 = 288 \text{ Н.}$$

18. Расчетное разрывное усилие

$$F_p = F_{нб} + F_{\delta},$$

где $F_{нб}$ – усилие в набегающей ветви тягового органа, Н;
 F_{δ} – действующая в цепи динамическая нагрузка, Н.

$$F_p = 3032 + 288 = 3320 \text{ Н.}$$

19. Расчетный коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{[F_p]}{F_p} = \frac{40000}{3320} = 12,$$

где $[F_p]$ – допускаемое разрывное усилие, H ;

F_p – расчетное разрывное усилие, H .

Полученное значение оказалось больше минимально допустимого значения. Следовательно, статическая прочность цепи обеспечена.

20. Частота вращения приводной звездочки

$$n_{зв} = \frac{v \cdot 60 \cdot 10^3}{z \cdot t} = \frac{0,7 \cdot 60 \cdot 10^3}{20 \cdot 38,1} = 55,12 \text{ мин}^{-1},$$

где v – скорость скребкового конвейера, $м/с$;

z – число зубьев звездочки;

t – шаг цепи, $мм$.

21. Передаточное число редуктора

$$u = \frac{n_{ном}}{n_{зв}} = \frac{1395}{55,12} = 25,31,$$

где $n_{ном}$ – номинальная частота вращения вала электродвигателя, $мин^{-1}$;

$n_{зв}$ – частота вращения приводной звездочки, $мин^{-1}$.

22. Вращающий момент на валу приводной звездочке

$$T_{зв} = \frac{F_t \cdot D_{зв}}{2 \cdot \eta_{зв}} = \frac{1840 \cdot 0,24}{2 \cdot 0,95} = 232 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где F_t – окружная сила на приводной звездочке, H ;
 $D_{зв}$ – диаметр приводной звездочки, m ;
 $\eta_{зв}$ – КПД звездочки.

23. Выбор редуктора

Выбор редуктора выполняем по величине вращающего момента на валу приводной звездочке и передаточного числа.

Принимаем двухступенчатый редуктор 1Ц2У-100, рассчитанный на вращающий момент тихоходного вала $T_{ном}=250 H \cdot m$, передаточное число $u=25$.

24. Проверка расчетного передаточного числа от заданного

$$\Delta u = \frac{u_{таб} - u_p}{u_p} \leq 5\%,$$

где $u_{таб}$ – табличное значение передаточного числа редуктора;

u_p – расчетное значение передаточного числа редуктора.

$$\Delta u = \frac{25 - 25,31}{25,31} = 1,2\% < 5\%.$$

Условие выполняется.

ЗАДАЧА 3. Пример расчета ковшового элеватора

Рассчитать ковшовый элеватор для транспортирования пшеницы в хранилище при следующих исходных данных: производительность $Q=50 \text{ т/ч}$; высота подъема $H=15 \text{ м}$; скорость движения ленты $v=2 \text{ м/с}$; насыпная плотность зерна $\rho=0,8 \text{ т/м}^3$; загрузка зачерпыванием; коэффициент заполнения $\psi=0,75$ и центробежный способ разгрузки.

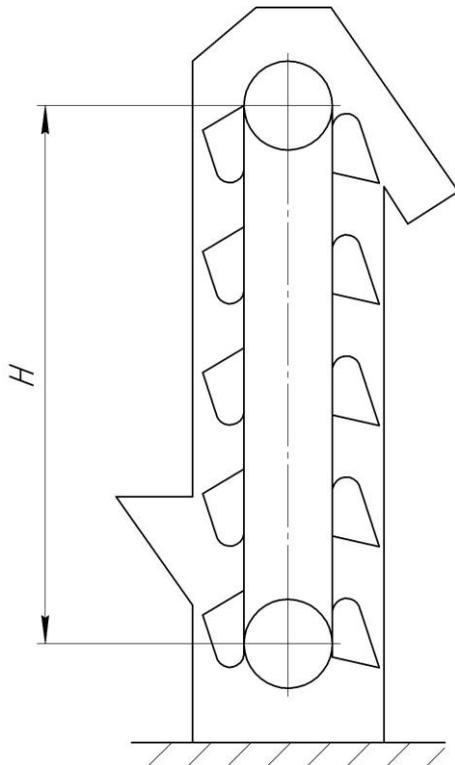


Рисунок 4 – Схема ковшового элеватора

1. Диаметры приводного и натяжного барабанов при центробежной загрузке

$$D_{\delta} = \frac{2 \cdot v^2}{g},$$

где v – скорость элеватора, $м/с$;

$g=9,81 м/с^2$ – ускорение свободного падения;

$$D_{\delta} = \frac{2 \cdot 2^2}{9,81} = 0,82 м.$$

По стандартному ряду значений принимаем диаметр барабана $D_{\delta}=800 мм$.

2. Полосное расстояние

$$h_n = \frac{D_\delta^2 \cdot g}{4 \cdot v^2},$$

где D_δ – диаметр приводного барабана, м;
 $g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;
 v – скорость элеватора, м/с.

$$h_n = \frac{0,8^2 \cdot 9,81}{4 \cdot 2^2} = 0,39 \text{ м.}$$

Поскольку $h_n < 0,5 \cdot D_\delta$, то разгрузка центробежная.

3. Объем груза на одном метре длины элеватора

$$V_\kappa \cdot Z_\kappa = \frac{Q}{3,6 \cdot \psi \cdot \rho \cdot v},$$

где V_κ – вместимость ковша, м³;
 Z_κ – число ковшей на одном метре длины элеватора, м⁻¹;
 Q – производительность элеватора, т/ч;
 ψ – коэффициент заполнения ковшей;
 ρ – насыпная плотность зерна, т/м³;
 v – скорость элеватора, м/с.

$$V_\kappa \cdot Z_\kappa = \frac{50}{3,6 \cdot 0,75 \cdot 0,8 \cdot 2} = 11,57 \text{ м}^3 / \text{м.}$$

Выбираем глубокий ковш вместимостью $V_\kappa=4$ м³, массой 6,4 кг и шириной $B_\kappa=320$ мм. Шаг установки ковшей на ленте $t_\kappa=400$ мм, ширина ленты $B_\eta=400$ мм.

4. Уточненный коэффициент заполнения ковшей

$$\psi = \frac{Q \cdot t_\kappa}{3,6 \cdot V_\kappa \cdot \rho \cdot v},$$

где Q – производительностью элеватора, $m/ч$;
 t_k – шаг установки ковшей на ленте, m ;
 V_k – вместимость ковша, $дм^3$;
 ρ – насыпная плотность зерна, $m/м^3$;
 v – скорость элеватора, $m/с$.

$$\psi = \frac{50 \cdot 0,4}{3,6 \cdot 4 \cdot 0,8 \cdot 2} = 0,87.$$

Поскольку полученное значение ψ больше принятого для расчетов, то можно увеличить скорость или вместимость ковша.

4. Фактическая скорость движения элеватора

$$v = \frac{Q \cdot t_k}{3,6 \cdot V_k \cdot \rho \cdot \psi},$$

где Q – производительностью элеватора, $m/ч$;
 t_k – шаг установки ковшей на ленте, m ;
 V_k – вместимость ковша, $дм^3$;
 ρ – насыпная плотность зерна, $m/м^3$;
 ψ – уточненный коэффициент заполнения ковшей.

$$v = \frac{50 \cdot 0,4}{3,6 \cdot 4 \cdot 0,8 \cdot 0,75} = 2,31 \text{ м/с.}$$

6. Число прокладок

$$z = \frac{D_\delta}{(160 \dots 190)},$$

где D_δ – диаметр приводного барабана, $мм$.

$$z = \frac{800}{(160 \dots 190)} = 5 \dots 4.$$

Принимаем число прокладок $z=5$.

7. Линейная масса ленты

$$q_l = 1,12 \cdot (\delta_0 \cdot z + \delta_1 + \delta_2) \cdot B_l,$$

где δ_0 – толщина одной прокладки, мм;

δ_1, δ_2 – толщины обрешеченных слоев, мм;

z – число прокладок;

B_l – ширина ленты, м.

При толщине одной прокладки $\delta_0=1,25$ мм и толщинах обрешеченных слоев $\delta_1=1$ мм, $\delta_2=3$ мм имеем

$$q_l = 1,12 \cdot (1,25 \cdot 5 + 1 + 3) \cdot 0,4 = 4,6 \text{ кг/м.}$$

8. Линейная масса ленты с ковшами

$$q_m = q_l + \frac{m_k}{t_k},$$

где q_l – линейная масса ленты, кг/м;

m_k – масса ковша, кг;

t_k – шаг установки ковшей на ленте, м.

$$q_m = 4,6 + \frac{6,4}{0,4} = 20,6 \text{ кг/м.}$$

9. Сопротивление при загрузке элеватора

$$W_0 = g \cdot q \cdot v^2 \cdot K_{заг},$$

где $g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;

q – линейная масса груза, кг/м;

v – скорость элеватора, м/с;

$K_{заг}=1,25 \dots 4$ – коэффициент загрузки (меньшее значение для пылевидных грузов, большее – для среднекусковых).

Принимаем $K_{заг}=2$.

Линейную массу груза определим как

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v},$$

где Q – производительностью элеватора, $m/ч$;
 v – фактическая скорость движения элеватора, $m/с$.

Тогда

$$q = \frac{50}{3,6 \cdot 2,31} = 6 \text{ кг/м.}$$

Следовательно сопротивление при загрузке элеватора составит

$$W_0 = 9,81 \cdot 6 \cdot 2,31^2 \cdot 2 = 628 \text{ Н.}$$

10. Сопротивление движению рабочей ветви элеватора

$$W_p = g \cdot (q + q_m) \cdot L \cdot (\xi \cdot \cos \beta + \sin \beta),$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

q – линейная масса груза, $кг/м$;

q_m – линейная масса тягового органа вместе с ковшами, $кг/м$;

L – длина элеватора, $м$;

ξ – коэффициент, учитывающий сопротивление скольжению ленты по поддерживающим роликам;

β – угол наклона элеватора, $град$.

Для вертикального элеватора (при $\beta=0$; $\sin\beta=1$; $\cos\beta=0$)

$$W_p = g \cdot (q + q_m) \cdot H,$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

q – линейная масса груза, $кг/м$;

q_m – линейная масса тягового органа вместе с ковшами, $кг/м$;

H – высота подъема груза, $м$.

$$W_p = 9,81 \cdot (6 + 20,6) \cdot 15 = 3914 \text{ Н.}$$

11. Сопротивление движению холостой ветви

$$W_x = g \cdot q_m \cdot L \cdot (\xi \cdot \cos \beta - \sin \beta),$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

q_m – линейная масса тягового органа вместе с ковшами, кг/м ;

L – длина элеватора, м ;

ξ – коэффициент, учитывающий сопротивление скольжению ленты по поддерживающим роликам;

β – угол наклона элеватора, град .

Для вертикального элеватора (при $\beta=0$; $\sin\beta=1$; $\cos\beta=0$)

$$W_x = -g \cdot q_m \cdot H,$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

q_m – линейная масса тягового органа вместе с ковшами, кг/м ;

H – высота подъема груза, м .

$$W_x = -9,81 \cdot 20,6 \cdot 15 = -3031 \text{ Н.}$$

12. Окружное усилие на приводном барабане

$$F_t = \xi_0 \cdot (W_0 + W_p - W_x),$$

где $\xi_0=1,05 \dots 1,1$ – коэффициент, учитывающий потери в опорах барабана;

W_0 – сопротивление при загрузке элеватора, Н ;

W_p – сопротивление движению грузонесущей (рабочей) ветви элеватора, Н ;

W_x – сопротивление движению холостой ветви элеватора, Н .

$$F_t = 1,05 \cdot (628 + 3914 - 3031) = 1586,6 \text{ Н.}$$

13. Расчетная мощность двигателя

$$P = \frac{F_t \cdot v}{\eta_{np}},$$

где F_t – тяговое усилие на приводном барабане, H ;
 v – фактическая скорость элеватора, $м/с$;
 $\eta_{np}=0,8\dots 0,85$ – КПД передаточного механизма привода.

Принимаем $\eta_{np}=0,8$.

$$P = \frac{1586,6 \cdot 2,31}{0,8} = 4581,3 \text{ Вт} = 4,58 \text{ кВт}.$$

Для привода элеватора целесообразно выбрать электродвигатель с повышенным скольжением для обеспечения возможности пуска загруженного элеватора: АИР80М4, у которого номинальная мощность $P_{ном}=5,5 \text{ кВт}$ и номинальная (асинхронная) частота вращения вала $n_{дв}=n_{ном}=960 \text{ мин}^{-1}$ [2, стр. 279, приложение 35].

14. Вращающий момент на валу приводного барабана

$$T_{\delta} = \frac{F_t \cdot D_{\delta}}{2 \cdot \eta_{\delta}},$$

где F_t – окружная сила на приводном барабане, H ;
 D_{δ} – диаметр приводного барабана, $м$;
 $\eta_{\delta}=0,95$ – КПД барабана.

$$T_{\delta} = \frac{1586,6 \cdot 0,8}{2 \cdot 0,95} = 668,04 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

15. Частота вращения приводного барабана

$$n_{\delta} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v}{\pi \cdot D_{\delta}},$$

где v – фактическая скорость элеватора, $м/с$;
 D_{δ} – диаметр приводного барабана, $мм$.

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 2,31}{3,14 \cdot 800} = 55,18 \text{ мин}^{-1}.$$

16. Передаточное число редуктора

$$u = \frac{n_{ном}}{n_{\sigma}},$$

где $n_{ном}$ – номинальная частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} ;

n_{σ} – частота вращения приводного барабана, мин^{-1} .

$$u = \frac{960}{55,18} = 17,4.$$

17. Выбор редуктора

Выбор редуктора выполняем по величине вращающего момента на валу приводной звездочке и передаточного числа.

Принимаем двухступенчатый редуктор 1Ц2У-160, рассчитанный на вращающий момент тихоходного вала $T_{ном}=1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, передаточное число $u=18$ [2, стр. 284, приложение 40].

18. Проверка расчетного передаточного числа от заданного

$$\Delta u = \frac{u_{таб} - u_p}{u_p} \leq 5\%,$$

где $u_{таб}$ – табличное значение передаточного числа редуктора;

u_p – расчетное значение передаточного числа редуктора.

$$\Delta u = \frac{18 - 17,4}{17,4} = 3,4\% < 5\%.$$

Условие выполняется.

19. Расчетный тормозной момент на валу приводного ба-

рабана

$$T_p = (W_p - W_x) \cdot \frac{D_{\delta}}{2},$$

где W_p – сопротивление движению грузонесущей (рабочей) ветви элеватора, H ;

W_x – сопротивление движению холостой ветви элеватора, H ;

D_{δ} – диаметр приводного барабана, $мм$.

$$T_p = (3914 - 3031) \cdot \frac{0,8}{2} = 353,2 \text{ } H \cdot м.$$

Если тормоз установить на быстроходном валу редуктора, то расчетный тормозной момент будет равен

$$T'_p = \frac{T_p}{u_p \cdot \eta_{np}},$$

где T_p – тормозной момент на валу приводного барабана, $H \cdot м$;

u_p – передаточное число редуктора;

η_{np} – КПД передаточного механизма привода.

$$T'_p = \frac{353,2}{18 \cdot 0,8} = 24,5 \text{ } H \cdot м.$$

Следовательно, целесообразно установить тормоз на быстроходном валу с учетом правил Госгортехнадзора и условия $T'_m \leq [T]$

$$T'_m = T'_p \cdot K_m,$$

где $K_m=1,5$ – коэффициент запаса торможения.

$$T'_m = 24,5 \cdot 1,5 = 36,75 \text{ } H \cdot м.$$

Выбираем колодочный тормоз постоянно замкнутого типа с электромагнитным управлением ТКТ 200/100 (тормозной момент $[T]=40 \text{ } H \cdot м$).

ЗАДАЧА 4. Расчет подвешенного конвейера

Конвейер имеет тяговую цепь, замкнутую по контуру трассы с прикрепленными к ней каретками, к которой шарнирно прикреплены подвески [8, стр. 227, рис. 8.2].

Рассчитать подвесной грузонесущий конвейер, предназначенный для транспортировки отливок из обрубного отделения на склад. Масса одной отливки $m_2=18,3$ кг, наибольшие размеры $320 \times 200 \times 220$ мм, загрузка и разгрузка подвесок автоматическая. Расчетная производительность конвейера $Z=600$ шт/ч. Конвейер работает в среднем в режиме 16 ч в сутки.

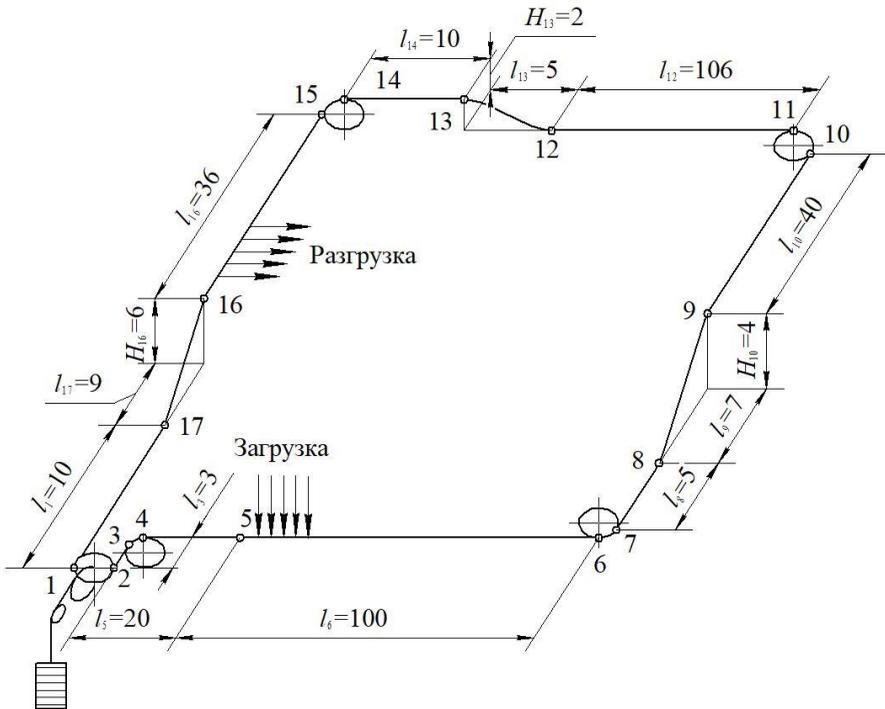


Рисунок 5 – Схема подвешенного грузонесущего конвейера

1 Основные параметры конвейера

В качестве ходовой части конвейера предварительно принимаем тяговую разборную цепь типа Р2-100-200 ГОСТ 589-74 [8, стр. 44, табл. 2.2] с шагом 100 мм, массой 1 м цепи $m_{ц}=5,2$ кг и каретками на шарикоподшипниках [8, стр. 228, рис. 8.4].

Принимаем шаг подвески $a_n=0,6$ м (кратно удвоенному шагу звена цепи [8, стр. 254]).

3. Проверка правильности выбранного шага a_n при максимальном угле подъема трассы $\beta_{\max}=35^\circ$ [8, стр. 254]

$$a_n \geq \frac{(b_{\max} + \Delta)}{\cos \beta_{\max}} = \frac{(320+150)}{\cos 35^\circ} = 572 \text{ мм},$$

где $\Delta=150$ мм – минимальный зазор между подвесками с грузом [8, с. 254].

Конструкцию поворотных устройств см. [8, стр. 234-235, рис. 8.10-8.12] при диаметре звездочек 300-1300 мм и блоков 300-1200 мм. Проверка прохождения груза горизонтального поворота выполняется графически [8, стр. 254, рис. 8.28, а].

4. Скорость конвейера для обеспечения заданной производительности при укладке $i=1$ детали на каждую подвеску [8, стр. 67]

$$v = \frac{Z \cdot a_n}{3600 \cdot i} = \frac{600 \cdot 0,6}{3600 \cdot 1} = 0,1 \text{ м/с}.$$

(Сравни с характерными скоростями конвейеров [8, стр. 255, табл. 8.4]).

Грузы подаются на подвески при помощи автоматического манипулятора с ритмом одна загрузка в 6 с:

$$Z = \frac{3600}{t} = \frac{3600}{6} = 600 \text{ шт/ч}.$$

4. Определяем линейные нагрузки

4.1 На обратной (незагруженной) ветви [8, стр. 255]

$$q_0 = g \cdot \left(\frac{m_n}{a_n} + \frac{m_k}{t_k} \right) + q_u,$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$m_n=7,2 \text{ кг}$ – масса подвески;

$m_k=5,5 \text{ кг}$ – масса каретки;

$t_k=a_n=0,6 \text{ м}$ – шаг каретки;

$m_u=5,2 \text{ кг}$ – линейная плотность цепи ($q_u=m_u \cdot g$).

$$q_0 = g \cdot \left(\frac{m_n}{a_n} + \frac{m_k}{t_k} + m_u \right) = 9,81 \cdot \left(\frac{7,2}{0,6} + \frac{5,5}{0,6} + 5,2 \right) = 260 \text{ Н/м}.$$

4.2 Нагруженной ветви [8, стр. 255]

$$q = q_0 + \frac{g \cdot m_z}{a_n} = 260 + \frac{9,81 \cdot 18,3}{0,6} = 560 \text{ Н/м},$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

m_z – масса полезного груза на подвеске, кг.

5. Приблизительно определяем наибольшее натяжение цепи [8, стр. 255]

$$S_{\max} = S_0 \cdot K_M + W \cdot (q \cdot L_z + q_0 \cdot L_X) \cdot (1 + B \cdot K_M) + qH,$$

где $S_0=500 \text{ Н}$ – предварительное натяжение цепи;

$K_M = \varphi^x \cdot \xi_1^y \cdot \xi_2 = 1,02^6 \cdot 1,025^4 \cdot 1,035 = 1,22$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений движению кареток;

$\varphi=1,02$, $\xi_1=1,025$, $\xi_2=1,035$ – коэффициенты сопротивлений соответственно на вертикальном перегибе и горизонтальном повороте [8, стр. 256, табл. 8.6];

x и y – число перегибов трассы соответственно в вертикальной и горизонтальной плоскостях;

$W=0,027$ – коэффициент сопротивления на прямолинейном участке [8, стр. 256, табл. 8.5];

L_z , L_X – горизонтальные проекции соответственно загруженной и ходовой ветвей конвейера;

q – линейные нагрузки на нагруженной ветви, H/m .

Согласно схеме конвейера

$$\begin{aligned} L_z &= l_6 + l_8 + l_9 + l_{10} + l_{12} + l_{13} + l_{14} + l_{16} = \\ &= 100 + 5 + 7 + 40 + 106 + 5 + 10 + 36 = 309 \text{ м}; \end{aligned}$$

$$L_X = l_{17} + l_1 + l_3 + l_5 = 9 + 10 + 3 + 20 = 42 \text{ м};$$

где $B=0,3$ – коэффициент, зависящий от числа поворотов и перегибов и их расположения на трассе [8, стр. 255];

H – наибольшая высота подъема груза на трассе конвейера, m .

Производим подстановку

$$\begin{aligned} S_{\max} &= 500 \cdot 1,22 + 0,027 \cdot (560 \cdot 309 + 260 \cdot 42) \cdot (1 + 0,3 \cdot 1,22) + 560 \cdot 6 = \\ &= 10600 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Полученное наибольшее натяжение показывает, что цепь выбрана правильно, так как для принятой цепи допустимое натяжение равно 12 кН [8, стр. 257, табл. 8.7].

6. Привод располагаем в наивысшей точке (14) грузовой ветви конвейера. Минимальное натяжение можно ожидать после спуска в точке O (17), с нее и начнем тяговый расчет [8, стр. 256, (8.15)-(8.18)]. Принимаем $S_0=500 \text{ Н}$.

6.1 Натяжение в точке 1 [8, стр. 256, (8.15)]

$$S_1 = S_0 + W \cdot q_0 \cdot l_1 = 500 + 0,027 \cdot 260 \cdot 10 = 570 \text{ H},$$

где W – тяговое усилие на приводной звездочке, H ;
 q_0 – линейные нагрузки на обратной (незагруженной) ветви, $H/м$.

6.2 Натяжение в точке 2 [8, стр. 256, (8.16)]

$$S_2 = \xi_2 \cdot S_1 = 1,035 \cdot 570 = 590 \text{ H},$$

где ξ – коэффициент сопротивлений на горизонтальном повороте.

6.3 Натяжение в точке 3

$$S_3 = S_2 + W \cdot q_0 \cdot l_3 = 590 + 0,027 \cdot 260 \cdot 3 = 611 \text{ H}.$$

6.4 Натяжение в точке 4

$$S_4 = \xi_1 \cdot S_3 = 1,025 \cdot 611 = 626 \text{ H},$$

где ξ – коэффициент сопротивлений на вертикальном перегибе.

6.5 Натяжение в точке 5

$$S_5 = S_4 + W \cdot q_0 \cdot l_5 = 626 + 0,027 \cdot 260 \cdot 20 = 772 \text{ H}.$$

6.6 Натяжение в точке 6

$$S_6 = S_5 + W \cdot q \cdot l_6 = 772 + 0,027 \cdot 560 \cdot 100 = 2282 \text{ H}.$$

6.7 Натяжение в точке 7

$$S_7 = \xi_1 \cdot S_6 = 1,025 \cdot 2282 = 2340 \text{ H.}$$

6.8 Натяжение в точке 8

$$S_8 = S_7 + W \cdot q \cdot l_8 = 2340 + 0,027 \cdot 560 \cdot 5 = 2420 \text{ H.}$$

6.9 Натяжение в точке 9 [8, стр. 256, (8.18)]

$$\begin{aligned} S_9 &= \varphi \cdot (\varphi \cdot S_8 + W \cdot q \cdot l_9 + q \cdot h_9) = \\ &= 1,02 \cdot (1,02 \cdot 2420 + 0,027 \cdot 560 \cdot 7 + 560 \cdot 4) = 4920 \text{ H.} \end{aligned}$$

6.10 Натяжение в точке 10

$$S_{10} = S_9 + W \cdot q \cdot l_{10} = 4920 + 0,027 \cdot 560 \cdot 40 = 5530 \text{ H.}$$

6.11 Натяжение в точке 11

$$S_{11} = \xi_1 \cdot S_{10} = 1,025 \cdot 5530 = 5680 \text{ H.}$$

6.12 Натяжение в точке 12

$$S_{12} = S_{11} + W \cdot q \cdot l_{12} = 5680 + 0,027 \cdot 560 \cdot 106 = 7280 \text{ H.}$$

6.13 Натяжение в точке 13

$$\begin{aligned} S_{13} &= \varphi \cdot (\varphi \cdot S_{12} + W \cdot q \cdot l_{13} + q \cdot h_{13}) = \\ &= 1,02 \cdot (1,02 \cdot 7280 + 0,027 \cdot 560 \cdot 5 + 560 \cdot 2) = 8800 \text{ H.} \end{aligned}$$

6.14 Натяжение в точке 14

$$S_{14} = S_{13} + W \cdot q \cdot l_{14} = 8800 + 0,027 \cdot 560 \cdot 10 = 9000 \text{ H}.$$

Наибольшее натяжение получилось в точке 14, оно на 17% отличается от приблизительно подсчитанного $S_{\max}=10600 \text{ H}$.

Для определения натяжения в точках 16 и 15 необходимо вести расчет против хода конвейера, начиная с точки O (17).

6.15 Натяжение в точке 17

$$S_{17} = S_0 = 500 \text{ H}.$$

6.16 Натяжение в точке 16

$$\begin{aligned} S_{16} &= \frac{1}{\varphi} \cdot \left(\frac{1}{\varphi} \cdot S_{17} - W \cdot q_0 \cdot l_{17} + q_0 \cdot h_{16} \right) = \\ &= \frac{1}{1,02} \cdot \left(\frac{1}{1,02} \cdot 500 - 0,027 \cdot 260 \cdot 9 + 260 \cdot 6 \right) = 1940 \text{ H}, \end{aligned}$$

где φ – коэффициент сопротивлений;

W – тяговое усилие на приводной звездочке, H ;

q_0 – линейные нагрузки на обратной (незагруженной) ветви, $H/м$;

6.17 Натяжение в точке 15

$$S_{15} = S_{16} - W \cdot q \cdot l_{16} = 1940 - 0,027 \cdot 560 \cdot 36 = 1400 \text{ H}.$$

7. Тяговое усилие на приводной звездочке [8, стр. 258]

$$\begin{aligned} W &= S_{нб} - S_{сб} + W_{np} = S_{14} - S_{15} + (\xi_1 - 1) \cdot (S_{14} + S_{15}) = \\ &= 9000 - 1400 + (1,025 - 1) \cdot (9000 + 1400) = 8000 \text{ H}. \end{aligned}$$

8. Потребляемая мощность электродвигателя [8, стр. 259]

$$P = \frac{W \cdot v}{\eta_{\text{общ}}},$$

где W – тяговое усилие на приводной звездочке, H ;

v – скорость конвейера, $м/с$;

$\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода.

$$P = \frac{8000 \cdot 0,1}{0,8} = 1000 \text{ Вт} = 1 \text{ кВт}.$$

Принимаем двигатель мощностью $N=1,5 \text{ кВт}$, $n_{\text{об}}=930 \text{ мин}^{-1}$.

9. Масса натяжного груза [8, стр. 259]

$$m_n = \frac{1}{\eta_6 \cdot g} \cdot (S_1 + S_2 + T),$$

где η_6 – КПД на валу барабана;

$g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

S_1 – натяжение в точке 1, H ;

S_2 – натяжение в точке 2, H ;

$T=190 \text{ Н}$ – усилие на перемещение ползунов [8, стр. 259].

$$m_n = \frac{1}{0,9 \cdot 9,81} \cdot (570 + 590 + 190) \approx 150 \text{ кг}.$$

ЗАДАЧА 5. Расчет винтового конвейера

Рассчитать винтовой конвейер загрузки зерна производительностью $Q=10 \text{ т/ч}$ ($2,78 \text{ кг/с}$) с углом наклона $\beta=30^\circ$, высотой загрузки $H=2,5 \text{ м}$ и длиной $L_n=5 \text{ м}$ (рис. 6).

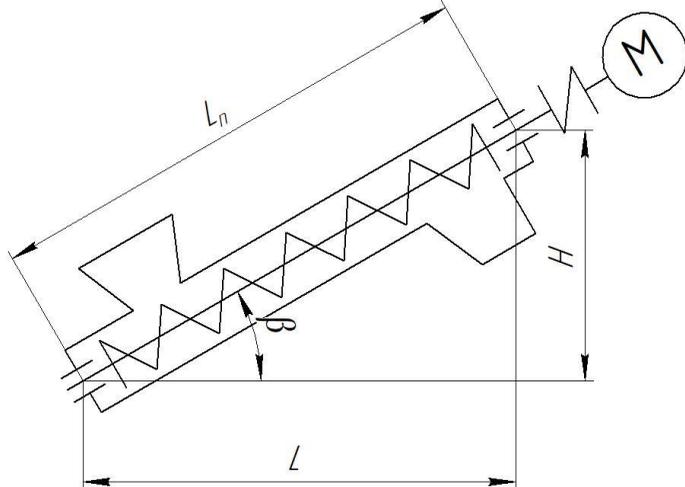


Рисунок 6 – Расчетная схема к винтовому конвейеру

1. Расчетный диаметр винта

$$D = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot Q}{K_n \cdot \rho \cdot \psi \cdot \omega}}$$

где Q – производительность винтового конвейера, кг/с ;

K_n – коэффициент производительности конвейера;

ρ – плотность груза (в нашем случае – зерна), кг/м^3 ;

ω – угловая скорость винта, с^{-1} ;

ψ – коэффициент соотношения между шагом и диаметром винта.

Для зерна по условию сохранности груза частота вращения винта должна находиться в пределах $50 \dots 500 \text{ мин}^{-1}$. Принимаем $n=260 \text{ мин}^{-1}$.

Тогда угловая скорость винта составит

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

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

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 260}{30} = 27,2 \text{ с}^{-1}.$$

Согласно рекомендациям [2, стр.166, табл. 9.2] принимаем: коэффициент производительности конвейера $K_n=0,35$; плотность зерна $\rho=800 \text{ кг/м}^3$; коэффициент соотношения между шагом и диаметром винта $\psi=1$.

Подставит все составляющие в формулу, получим

$$D = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 2,78}{0,35 \cdot 800 \cdot 1 \cdot 27,2}} = 0,143 \text{ м}.$$

Принимаем диаметр винта $D=145 \text{ мм}$ и вычисляем другие геометрические параметры винта.

2. Шаг винта

$$p = \psi \cdot D,$$

где D – диаметр винта, мм ;

ψ – коэффициент соотношения между шагом и диаметром винта.

$$p = \psi \cdot D = 1 \cdot 145 = 145 \text{ мм},$$

3. Угол наклона винтовой линии винта

$$\gamma = \arctg\left(\frac{p}{D}\right) = \arctg\left(\frac{145}{145}\right) = 45^\circ,$$

где p – шаг винта, мм.

4. Мощность, необходимая для привода винтового конвейера

$$P_{np} = g \cdot Q \cdot (L + H) \cdot K_c \cdot K_\delta,$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

Q – производительность винтового конвейера, кг/с;

L – длина горизонтального перемещения груза, м;

K_c – коэффициент передвижения груза (зерна);

K_δ – коэффициент дополнительного сопротивления.

Коэффициент передвижения зерна $K_c=1,5$, коэффициент дополнительного сопротивления $K_\delta=2,5$.

Длину горизонтального перемещения груза определим из рисунка 6

$$L = L_n \cdot \cos \beta = 5 \cdot \cos 30 = 4,33 \text{ м},$$

где β – угол наклона винтового конвейера, град.

Тогда мощность на привод шнекового конвейера составит

$$P_{np} = 9,81 \cdot 2,78 \cdot (4,3 + 2,5) \cdot 1,5 \cdot 2,5 = 694,7 \text{ Вт}.$$

5. Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\delta\epsilon} = \frac{P_{np} \cdot K_{\delta\epsilon}}{\eta},$$

где $K_{\delta\epsilon}$ – коэффициент запаса мощности электродвигателя для преодоления перегрузок ($K_{\delta\epsilon}=1,3 \dots 1,5$);

$\eta=0,85$ – КПД механизма привода.

Принимаем коэффициент запаса мощности электродвигателя для преодоления перегрузок $K_{\delta\epsilon}=1,4$.

$$P_{\text{дв}} = \frac{694,7 \cdot 1,4}{0,85} = 1144,2 \text{ Вт.}$$

По данной мощности выбираем электродвигатель АИР100L6 с номинальной мощностью $P_{\text{дв}}=2,2 \text{ кВт}$ и частотой вращения ротора $n_{\text{дв}}=945 \text{ мин}^{-1}$ [2, стр. 279, стр. 35].

6. Вращающий момент на валу винта

$$T = \frac{30 \cdot P_{\text{дв}} \cdot \eta}{\pi \cdot n},$$

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

$$T = \frac{30 \cdot 1144,2 \cdot 0,85}{3,14 \cdot 260} = 36,58 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

7. Диаметр выходного конца цапфы вала

$$d_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot T}{[\tau_{\text{к}}]}},$$

где T – вращающий момент на валу винта, $\text{Н} \cdot \text{м}$;
 $[\tau_{\text{к}}]=15 \text{ МПа}$ – допускаемые напряжения кручения.

$$d_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 36,58 \cdot 10^3}{15}} = 23 \text{ мм.}$$

8. Диаметр посадочного места подшипника

$$d_{\text{н}} = d_{\text{ц}} + (0...5) \text{ мм} = 23 + 2 = 25 \text{ мм.}$$

Подшипники целесообразно выбирать по диаметру, округляя его до ближайшего числа, кратного 5.

9. Для верхней фиксирующей опоры A по нормативам выбираем роликовый радиально-упорный подшипник 7205 легкой серии, для нижней свободной опоры B – шариковый радиальный подшипник 3205 легкой серии.

9. Определим окружную силу, действующую на винт

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{D'}$$

где D' – условный диаметр винта, м.
Условный диаметр винта определим как

$$D' = K' \cdot D,$$

где $K'=0,7 \dots 0,8$ – коэффициент, учитывающий положение равнодействующей сил сопротивления вращению винта;
 D – диаметр винта, м.

Принимаем коэффициент $K'=0,75$.

$$D' = 0,75 \cdot 0,143 = 0,107 \text{ м.}$$

Тогда окружная сила действующая на винт будет равна

$$F_t = \frac{2 \cdot 36,58}{0,107} = 683 \text{ Н.}$$

10. Радиальная сила, действующая на винт

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \gamma_c,$$

где γ_c – средний угол подъема винтовой линии, град:

$$\gamma_c = \arctg(0,4 \cdot \frac{p}{D}),$$

где p – шаг винта, мм;
 D – диаметр винта, мм.

$$\gamma_c = \arctg(0,4 \cdot \frac{145}{145}) = 22^\circ.$$

Тогда радиальная сила действующая на винт будет равна

$$F_r = 683 \cdot \operatorname{tg} 22 = 276 \text{ Н.}$$

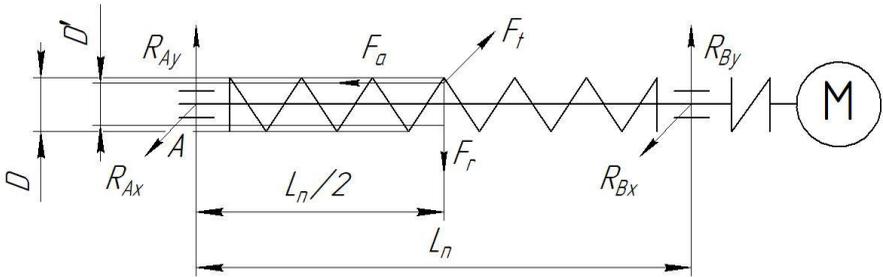


Рисунок 7 – схема сил и реакций в подшипниках винта

11. Осевая сила, действующая на винт

$$F_a = \frac{2 \cdot T}{K' \cdot D \cdot \operatorname{tg}(\gamma_c + \varphi)},$$

где φ – угол трения между винтом и грузом, град.

$$F_a = \frac{2 \cdot 36,58}{0,75 \cdot 0,143 \cdot \operatorname{tg}(22 + 22)} = 706 \text{ Н.}$$

13. Реакции в опорах

Реакции в «плавающей» опоре *A*
Горизонтальная плоскость

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{F_t}{2} = \frac{683}{2} = 341,5 \text{ H.}$$

Вертикальная плоскость

$$R_{Ay} = \frac{F_r \cdot L_n / 2 + F_a \cdot D' / 2}{L_n} = \frac{276 \cdot 5 / 2 + 706 \cdot 0,107 / 2}{5} = 145,55 \text{ H.}$$

Реакции в «фиксирующей» опоре *B*
Вертикальная плоскость

$$R_{By} = \frac{F_r \cdot L_n / 2 - F_a \cdot D' / 2}{L_n} = \frac{276 \cdot 5 / 2 - 706 \cdot 0,107 / 2}{5} = 130,45 \text{ H.}$$

Проверка

$$\sum F_x = 0.$$

$$R_{Ax} - F_t + R_{Bx} = 0, \quad 341,5 - 683 + 341,5 = 0, \quad 0 = 0.$$

$$\sum F_y = 0.$$

$$R_{Ay} - F_r + R_{By} = 0, \quad 145,55 - 276 + 130,45 = 0, \quad 0 = 0.$$

14. Суммарные реакции в опорах
Суммарные реакции в опоре *A*

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{341,5^2 + 356,61^2} = 493,82 \text{ H.}$$

Суммарные реакции в опоре *B*

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{341,5^2 + 326,39^2} = 472,39 \text{ H.}$$

ЗАДАЧА 6. Расчет пневмотранспортный установок

Задача 6.1. Расчет пневмотранспортной установки

Рассчитать параметры всасывающей пневмотранспортной установки для выгрузки пшеницы производительностью $Q=30 \text{ м}^3/\text{ч}$ при дальности подачи 24 м (рис. 8).

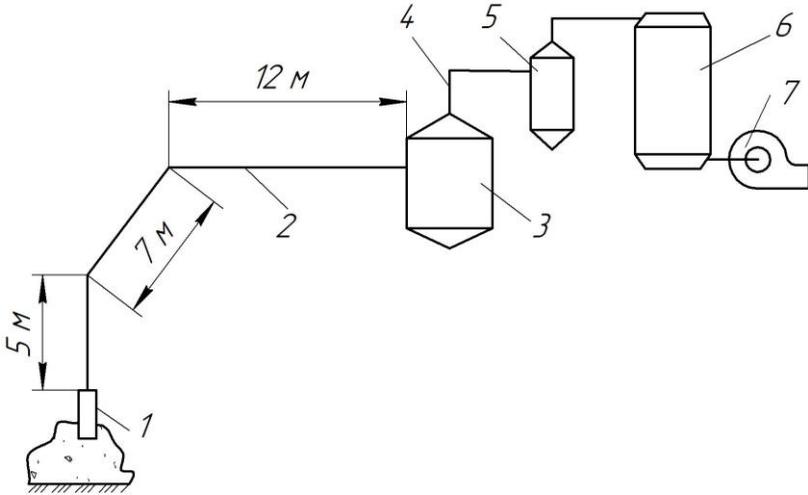


Рисунок 8 – Схема всасывающей установки: 1 – заборное устройство; 2 – материалопровод; 3 – разгрузочное устройство; 4 – воздухопровод; 5 – циклон; 6 – фильтр; 7 – воздуходувная машина

1. Расчетный объем воздуха

$$V = \frac{Q}{3,6 \cdot \mu \cdot \rho_g},$$

где Q – производительность пневмотранспортной установки, $\text{м}^3/\text{ч}$;

μ – коэффициент массовой концентрации смеси (для муки, цемента и угольной пыли $\mu=20\dots100$; для зерна – $\mu=3\dots25$; сеносоломистых материалов – $\mu=0,4\dots0,8$; сочных кормов (сено, сенаж) и комбикорма – $\mu=1,2\dots1,4$);

ρ_v – плотность воздуха, $кг/м^3$ (в нормальных условиях $\rho_v=1,2$; для всасывающих установок – $\rho_v=0,8\dots0,95$; для нагнетательных установок – $\rho_v=1,6\dots2$).

При транспортировке зерна принимаем коэффициент массовой концентрации смеси $\mu=25$, плотность воздуха для всасывающих установок $\rho_v=0,95$.

$$V = \frac{30}{3,6 \cdot 25 \cdot 0,95} = 0,35 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

2. Скорость движения аэросмеси в материалопроводе

$$v_p = 15,75 + 0,85 \cdot v_{вум},$$

где $v_{вум}$ – скорость витания однородного сыпучего груза, то есть наименьшая скорость восходящего воздушного потока, в котором частицы груза находятся во взвешенном состоянии, $м/с$.

При скорости витания пшеницы $v_{вум}=10 \text{ м/с}$

$$v_p = 15,75 + 0,85 \cdot 10 = 24,25 \text{ м/с}.$$

3. Внутренний диаметр трубопровода

$$d_m = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot v_p}},$$

где V – расчетный объем воздуха, $м^3/с$;

v_p – скорость движения аэросмеси в материалопроводе, $м/с$.

$$d_m = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,35}{3,14 \cdot 24,25}} = 0,14 \text{ м.}$$

Принимаем для гибкого участка трубопровода резинотканевый рукав $d_m=0,15 \text{ м}$, для стационарного – стальную трубу $d_m=0,14 \text{ м}$ и $D=0,168 \text{ м}$ [2, стр. 311, приложение 84].

В качестве разгрузочного устройства выбираем центробежный циклон-разгрузитель ЦР-550 с расходом $V=0,52 \text{ м}^3/\text{с}$ [2, стр. 320, приложение 101].

4. Площадь фильтра

$$F_\phi = \frac{60 \cdot V}{W_\phi},$$

где V – расчетный объем воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$;

W_ϕ – нагрузка на фильтрующую ткань, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{мин})$.

Принимаем нагрузку на фильтрующую ткань $W_\phi=5 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{мин})$ [2, стр. 180].

$$F_\phi = \frac{60 \cdot 0,35}{5} = 4,2 \text{ м}^2.$$

Очистку воздуха от пыли принимаем двухступенчатую: первая ступень – циклон ЦОЛ-1,5 с производительностью $Q_u=0,42 \text{ м}^3/\text{с}$ [2, стр. 321, приложение 105]; вторая ступень – матерчатый фильтр.

Принимаем фильтр РЦИ-6,9-16, у которого $F_\phi=6,9 \text{ м}^2$ [2, стр. 321, приложение 103].

5. Потери давления в сопле

$$p_\phi = 0,613 \cdot v_p^2 \cdot (10 + 0,5 \cdot \mu),$$

где μ – коэффициент массовой концентрации смеси;

v_p – скорость движения аэросмеси в материалопроводе, $\text{м}/\text{с}$.

$$p_g = 0,613 \cdot 24,25^2 \cdot (10 + 0,5 \cdot 25) = 8110,5 \text{ Па.}$$

6. Потери давления на трение при перемещении аэросмеси по материалопроводу

$$p_m = 0,613 \cdot v_p^2 \cdot \frac{l+h}{d_m} \cdot (1 + K_a \cdot \mu) \cdot \left(0,0125 + \frac{0,0011}{d_m} \right),$$

где l – расстояние перемещения аэросмеси, м;

h – высота подъема аэросмеси, м;

d_m – внутренний диаметр трубопровода, м;

μ – коэффициент массовой концентрации смеси;

K_a – коэффициент, зависящий от концентрации аэросмеси, скорости и физико-механических свойств груза.

При скорости движения аэросмеси в материалопроводу $v_p=24,25$ м/с коэффициент $K_a=0,24$ [2, стр. 176].

$$p_m = 0,613 \cdot 24,25^2 \cdot \frac{19+5}{0,148} \cdot (1 + 0,24 \cdot 25) \cdot \left(0,0125 + \frac{0,0011}{0,148} \right) = 8142,9 \text{ Па.}$$

7. Потери давления при вертикальном подъеме аэросмеси

$$p_n = 12,2 \cdot h \cdot (1 + \mu),$$

где h – высота подъема аэросмеси, м;

μ – коэффициент массовой концентрации смеси.

$$p_n = 12,2 \cdot 5 \cdot (1 + 25) = 1586 \text{ Па.}$$

8. Потери давления в коленах трубопровода

$$p_k = \sum \xi \cdot \frac{\rho_g \cdot v_p^2}{2},$$

где $\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, кг/м^3 ;

v_p – скорость движения аэросмеси в материалопроводе, м/с ;

$\Sigma \zeta$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений всех элементов трубопроводов.

В соответствии со схемой установки принимаем 6 колен с поворотом на 90° , соотношением $R/d_m=3$ и $\zeta=0,12$ [2, стр. 177, табл. 9.3].

$$p_{\kappa} = 6 \cdot 0,12 \cdot \frac{0,95 \cdot 24,25^2}{2} = 201,12 \text{ Па.}$$

Принимаем потери давления в разгрузителе ЦП-550 $p_p=2000 \text{ Па}$. Потери давления в фильтре РЦИ-6,9-16 (из его технической характеристики) $p_{\phi}=1150 \text{ Па}$ [2, стр. 321, приложение 103].

9. Общее полное давление

$$p_{\text{общ}} = 1,25 \cdot (p_{\text{в}} + p_{\text{м}} + p_{\text{н}} + p_{\kappa} + p_p + p_{\phi}),$$

где 1,25 – коэффициент запаса давления для компенсации возможных неучтенных потерь;

$p_{\text{в}}$ – потери давления в сопле, Па ;

$p_{\text{м}}$ – потери давления на трение при перемещении аэросмеси по материалопроводу, Па ;

$p_{\text{н}}$ – потери давления при вертикальном подъеме аэросмеси, Па ;

p_{κ} – потери давления в коленах трубопровода, Па ;

p_p – потери давления в разгрузителе, Па ;

p_{ϕ} – потери давления в фильтре, Па .

$$p_{\text{общ}} = 1,25 \cdot (8110,5 + 8142,9 + 1586 + 201,12 + 2000 + 1150) = 26488,15 \text{ Па.}$$

10. Мощности привода воздуходувной машины

$$P = \frac{p_{\text{общ}} \cdot V}{\eta_{\text{в.м}} \cdot \eta_{\text{пр}}},$$

где $p_{\text{общ}}$ – общее полное давление, Па;
 V – расчетный объем воздуха, м³/с;
 $\eta_{\text{в.м}}=0,8$ – КПД воздуходувной машины;
 $\eta_{\text{пр}}=0,9$ – КПД привода;

$$P = \frac{26488,15 \cdot 0,35}{0,8 \cdot 0,9} = 12876,18 \text{ Вт} = 12,88 \text{ кВт}.$$

В качестве воздуходувной машины принимаем пластинчато-роторную машину РВН-25 с подачей $Q_{\text{в}}=0,42 \text{ м}^3/\text{с}$ и номинальным давлением всасывания 40 кПа [2, стр. 322, приложение 109].

Задача 6.2. Расчет нагнетательной установки

Рассчитать параметры нагнетательной установки для муки производительностью $Q=20 \text{ т/ч}$ при дальности подачи 65 м (рис. 9).

1. Расчетный объем воздуха

$$V = \frac{Q}{3,6 \cdot \mu \cdot \rho_{\text{с}}},$$

где Q – производительность нагнетательной установки, т/ч;
 μ – коэффициент массовой концентрации смеси (для муки, цемента и угольной пыли $\mu=20\dots100$; для зерна – $\mu=3\dots25$; сеносоломистых материалов – $\mu=0,4\dots0,8$; сочных кормов (сено, сенаж) и комбикорма – $\mu=1,2\dots1,4$);

ρ_e – плотность воздуха, $кг/м^3$ (в нормальных условиях $\rho_e=1,2$; для всасывающих установок – $\rho_e=0,8\dots0,95$; для нагнетательных установок – $\rho_e=1,6\dots2$).

При транспортировке муки принимаем коэффициент массовой концентрации смеси $\mu=60$, плотность воздуха для нагнетательной установки $\rho_e=1,8$.

$$V = \frac{20}{3,6 \cdot 60 \cdot 1,8} = 0,05 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

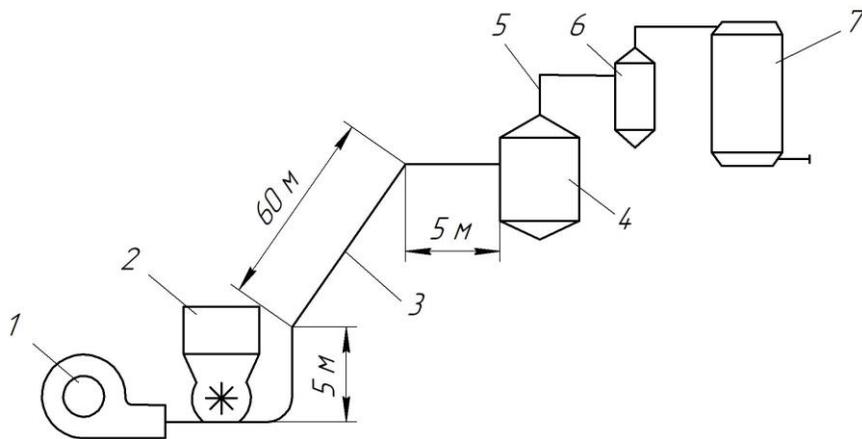


Рисунок 9 – Схема нагнетательной установки: 1 – воздушная машина; 2 – бункер с питателем; 3 – материалопровод; 4 – разгрузитель; 5 – воздухопровод; 6 – циклон; 7 – фильтр

2. Скорость движения аэросмеси в материалопроводе

$$v_p = 15,75 + 0,85 \cdot v_{вум},$$

где $v_{вум}$ – скорость витания однородного сыпучего груза, то есть наименьшая скорость восходящего воздушного потока, в котором частицы груза находятся во взвешенном состоянии, $м/с$.

При скорости витания муки $v_{вум}=1,5 \text{ м/с}$

$$v_p = 15,75 + 0,85 \cdot 1,5 = 17 \text{ м/с.}$$

2. Внутренний диаметр трубопровода

$$d_m = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot v_p}},$$

где V – расчетный объем воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$;

v_p – скорость движения аэросмеси в материалопроводе, м/с .

$$d_m = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 17}} = 0,06 \text{ м.}$$

Для трубопровода принимаем стальную трубу, внутренний и наружный диаметры которой $d_m=0,064 \text{ м}$ и $D=0,07 \text{ м}$ [2, стр. 311, приложение 84].

В качестве разгрузочного устройства выбираем центробежный циклон-разгрузитель ЦР-200 с расходом $V=0,05 \text{ м}^3/\text{с}$ [2, стр. 320, приложение 101].

4. Площадь фильтра

$$F_\phi = \frac{60 \cdot V}{W_e},$$

где V – расчетный объем воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$;

W_e – нагрузка на фильтрующую ткань, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{мин})$.

Принимаем нагрузку на фильтрующую ткань $W_e=1,2 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{мин})$ [2, стр. 320, приложение 102].

$$F_\phi = \frac{60 \cdot 0,05}{1,2} = 2,5 \text{ м}^2.$$

Очистку воздуха от остатков груза принимаем двухступенчатую: первая ступень – циклон ЦОЛ-1 с производительностью $Q_u=0,28 \text{ м}^3/\text{с}$ [2, стр. 321, приложение 105]; вторая ступень – матерчатый фильтр.

Принимаем фильтр СМЦ166Б-1, у которого $F_{\phi}=30 \text{ м}^2$ [2, стр. 321, приложение 102].

6. Потери давления в сопле

$$p_e = 0,613 \cdot v_p^2 \cdot (10 + 0,5 \cdot \mu),$$

где μ – коэффициент массовой концентрации смеси;
 v_p – скорость движения аэросмеси в материалопроводе, $\text{м}/\text{с}$.

$$p_e = 0,613 \cdot 17^2 \cdot (10 + 0,5 \cdot 60) = 7086,28 \text{ Па}.$$

7. Потери давления на трение при перемещении аэросмеси по материалопроводу

$$p_m = 0,613 \cdot v_p^2 \cdot \frac{l+h}{d_m} \cdot (1 + K_a \cdot \mu) \cdot \left(0,0125 + \frac{0,0011}{d_m} \right),$$

где l – расстояние перемещения аэросмеси, м ;

h – высота подъема аэросмеси, м ;

d_m – внутренний диаметр трубопровода, м ;

μ – коэффициент массовой концентрации смеси;

K_a – коэффициент, зависящий от концентрации аэросмеси, скорости и физико-механических свойств груза.

При скорости движения аэросмеси в материалопроводе $v_p=17 \text{ м}/\text{с}$ коэффициент $K_a=0,4$ [2, стр. 176].

$$p_m = 0,613 \cdot 17^2 \cdot \frac{65+5}{0,064} \cdot (1 + 0,4 \cdot 60) \cdot \left(0,0125 + \frac{0,0011}{0,064} \right) = 143810,31 \text{ Па}.$$

7. Потери давления при вертикальном подъеме аэросмеси

$$p_n = 12,2 \cdot h \cdot (1 + \mu),$$

где h – высота подъема аэросмеси, m ;
 μ – коэффициент массовой концентрации смеси.

$$p_n = 12,2 \cdot 5 \cdot (1 + 60) = 3721 \text{ Па.}$$

8. Потери давления в коленах трубопровода

$$p_k = \sum \xi \cdot \frac{\rho_g \cdot v_p^2}{2},$$

где ρ_g – плотность воздуха, $кг/м^3$;
 v_p – скорость движения аэросмеси в материалопроводе, $м/с$;
 $\sum \xi$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений
всех элементов трубопроводов.

В соответствии со схемой установки принимаем 5 колен с поворотом на 90° , соотношением $R/d_m=3$ и $\xi=0,12$ [2, стр. 177, табл. 9.3].

$$p_k = 5 \cdot 0,12 \cdot \frac{1,8 \cdot 17^2}{2} = 156 \text{ Па.}$$

Потери давления в разгрузителе ЦРК-200 $p_p=1900 \text{ Па}$.
Потери давления в фильтре СМЦ166Б-1 (из его технической характеристики) $p_\phi=1100 \text{ Па}$ [2, стр. 321, приложение 102].

9. Общее полное давление

$$p_{общ} = 1,25 \cdot (p_g + p_m + p_n + p_k + p_p + p_\phi),$$

где 1,25 – коэффициент запаса давления для компенсации возможных неучтенных потерь;

$p_в$ – потери давления в сопле, Па;

$p_м$ – потери давления на трение при перемещении аэросмеси по материалопроводу, Па;

p_n – потери давления при вертикальном подъеме аэросмеси, Па;

$p_к$ – потери давления в коленах трубопровода, Па;

p_p – потери давления в разгрузителе, Па;

$p_ф$ – потери давления в фильтре, Па.

$$p_{общ} = 1,25 \cdot (7086,28 + 143810,31 + 3721 + 156 + 1900 + 1100) = 197217 \text{ Па.}$$

10. Мощности привода воздуходувной машины

$$P = \frac{p_{общ} \cdot V}{\eta_{в.м} \cdot \eta_{пр}},$$

где $p_{общ}$ – общее полное давление, Па;

V – расчетный объем воздуха, м³/с;

$\eta_{в.м}=0,8$ – КПД воздуходувной машины;

$\eta_{пр}=0,9$ – КПД привода;

$$P = \frac{197217 \cdot 0,05}{0,8 \cdot 0,9} = 13695,63 \text{ Вт} = 13,7 \text{ кВт.}$$

В качестве воздуходувной машины принимаем водокольцевую машину ВК-3 с подачей $Q_в=0,05 \text{ м}^3/\text{с}$ и максимальным давлением нагнетания $p_{ном}=240 \text{ кПа}$ [2, стр. 322, приложение 108].

Задача 6.3. Расчет аэрожелоба

Рассчитать параметры аэрожелоба для подсолнечника (рис. 10) при дальности подачи $L_a=20$ м, ширине желоба $B=0,5$ м, угле наклона желоба $\alpha=5^\circ$.

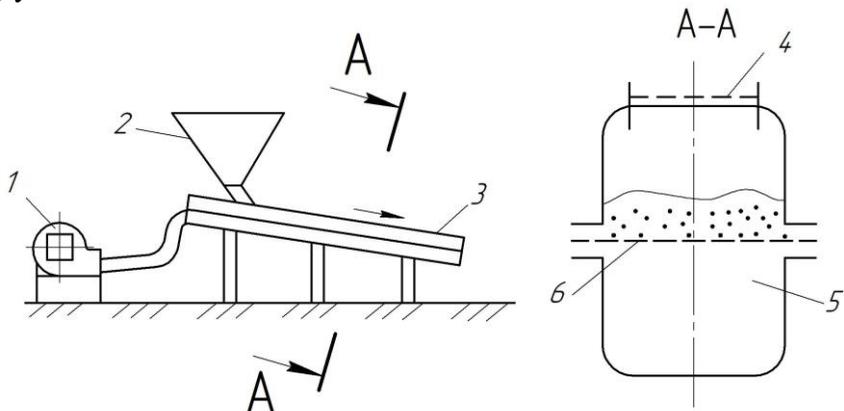


Рисунок 10 – Схема аэрожелоба: 1 – воздуходувная машина; 2 – загрузочная машина; 3 – желоб; 4 – выхлопной фильтр; 5 – нижний короб; 6 – пористая перегородка

1. Скорость движения аэрированного груза

$$v = 10 \cdot \sqrt{B \cdot \operatorname{tg} \alpha},$$

где B – ширина желоба, м;
 α – угол наклона желоба, град.

$$v = 10 \cdot \sqrt{0,5 \cdot \operatorname{tg} 5} = 2,1 \text{ м/с.}$$

2. Производительность аэрожелоба

$$Q_{жк} = \rho_2 \cdot h_2 \cdot B \cdot v,$$

где ρ_2 – плотность аэрированного груза, $\text{кг}/\text{м}^3$;

h_2 – высота слоя аэрированного груза, м ;

B – ширина желоба, м ;

v – скорость движения аэрированного груза, $\text{м}/\text{с}$.

Принимаем: плотность аэрированного груза $\rho_2=350 \text{ кг}/\text{м}^3$;
высота слоя аэрированного груза $h_2=0,1 \text{ м}$.

$$Q_{жс} = 350 \cdot 0,1 \cdot 0,5 \cdot 2,1 = 36,75 \text{ кг} / \text{с}.$$

3. Объемный расход воздуха аэрожелоба

$$V = \frac{Q_{жс}}{\mu \cdot \rho_в},$$

где $Q_{жс}$ – производительность аэрожелоба, $\text{кг}/\text{с}$;

μ – коэффициент массовой концентрации смеси (для муки, цемента и угольной пыли $\mu=20\dots100$; для зерна – $\mu=3\dots25$; сеносоломистых материалов – $\mu=0,4\dots0,8$; сочных кормов (сено, сенаж) и комбикорма – $\mu=1,2\dots1,4$);

$\rho_в=1,25 \text{ кг}/\text{м}^3$ – плотность воздуха.

Принимаем коэффициент массовой концентрации для муки $\mu=100$ [2, стр. 178].

$$V = \frac{36,75}{100 \cdot 1,25} = 0,294 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

4. Приведенная длина трубопровода

$$l_{пр} = L + \sum L_{экв},$$

где L – длина прямолинейных участков трубопровода, м ;

$L_{экв}$ – эквивалентная длина, учитывающая потери давления на закругленных и других местных сопротивлениях, м .

Из конструктивных соображений принимаем длину прямолинейных участков трубопровода $L=5$ м.

Принимаем эквивалентная длина, учитывающая потери давления на закругленных и других местных сопротивлениях $L_{\text{экв}}=15$ м [2, стр. 179, табл. 9.4].

$$l_{np} = 5 + 15 + 15 = 35 \text{ м.}$$

5. Сопротивление подводящих трубопроводов

$$P_m = \frac{\lambda \cdot l_{np} \cdot v_g^2 \cdot \rho_g}{2 \cdot d_m},$$

где $\lambda=0,014$ – коэффициент трения воздуха о стенки трубопровода;

l_{np} – приведенная длина трубопровода, м;

$v_g=10$ м/с – скорость движения воздуха в трубопроводе;

ρ_g – плотность воздуха, кг/м³;

d_m – внутренний диаметр трубопровода, м;

Принимаем внутренний диаметр трубопровода $d_m=0,6$ м.

$$P_m = \frac{0,014 \cdot 35 \cdot 10^2 \cdot 1,25}{2 \cdot 0,6} = 51,04 \text{ Па.}$$

6. Гидравлический радиус

$$R_z = \frac{B \cdot h_z}{2 \cdot h_z + B},$$

где B – ширина желоба, м;

h_z – высота слоя аэрированного груза, м.

$$R_z = \frac{0,5 \cdot 0,1}{2 \cdot 0,1 + 0,5} = 0,07 \text{ м.}$$

7. Площадь сечения воздушной камеры желоба

$$A_a = B \cdot h_2,$$

где B – ширина желоба, $м$;

h_2 – высота слоя аэрированного груза, $м$.

$$A_a = 0,5 \cdot 0,1 = 0,05 \text{ м}^2.$$

8. Скорость в воздушной камере

$$v_a = \frac{V}{A_a},$$

где V – объемный расход воздуха аэрожелоба, $м^3/с$;

A_a – площадь сечения воздушной камеры желоба, $м^2$.

$$v_a = \frac{0,294}{0,05} = 5,88 \text{ м/с}.$$

9. Сопротивление воздушной камеры аэрожелоба

$$p_k = \frac{\lambda \cdot L_a \cdot v_a^2 \cdot \rho_{\text{в}}}{16 \cdot R_2},$$

где λ – коэффициент трения воздуха о стенки трубопровода;

L_a – длина аэрожелоба, $м$;

v_a – скорость в воздушной камере, $м/с$;

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, $кг/м^3$;

R_2 – гидравлический радиус, $м$.

Из конструктивных соображений принимаем длину аэрожелоба $L_a=20 \text{ м}$.

$$p_{\kappa} = \frac{0,014 \cdot 20 \cdot 5,88^2 \cdot 1,25}{16 \cdot 0,07} = 10,8 \text{ Па.}$$

10. Давление в воздушном канале аэратора

$$p_{\text{жс}} = p_m + p_n + p_{\kappa},$$

где p_m – сопротивление подводящих трубопроводов, Па;
 $p_n=1000 \text{ Па}$ – сопротивление пористой перегородки;
 p_{κ} – сопротивление воздушной камеры аэрожелоба, Па.

$$p_{\text{жс}} = 51,04 + 1000 + 10,8 = 1061,84 \text{ Па.}$$

11. Мощность привода воздуходувной машины

$$P = \frac{p_{\text{жс}} \cdot V}{\eta_{\text{в.м}} \cdot \eta_{\text{пр}}},$$

где $p_{\text{жс}}$ – давление в воздушном канале аэратора, Па;
 V – объемный расход воздуха аэрожелоба, $\text{м}^3/\text{с}$;
 $\eta_{\text{в.м}}=0,8$ – КПД воздуходувной машины;
 $\eta_{\text{пр}}=0,9$ – КПД привода;

$$P = \frac{1061,84 \cdot 0,294}{0,8 \cdot 0,9} = 433,6 \text{ Вт} = 0,43 \text{ кВт.}$$

В качестве воздуходувной машины принимаем вентилятор РЗ-БВ-Ц5-37-4,5 с подачей $Q_{\text{в}}=0,5 \text{ м}^3/\text{с}$ и максимальным давлением нагнетания $p_{\text{ном}}=2630 \text{ Па}$ [2, стр. 321, приложение 106].

ЗАДАЧА 7. Расчет пластинчатого конвейера

Рассчитать конвейер, предназначенный для перемещения горячих отливок в литейном цехе из выбивного отделения в обрубное.

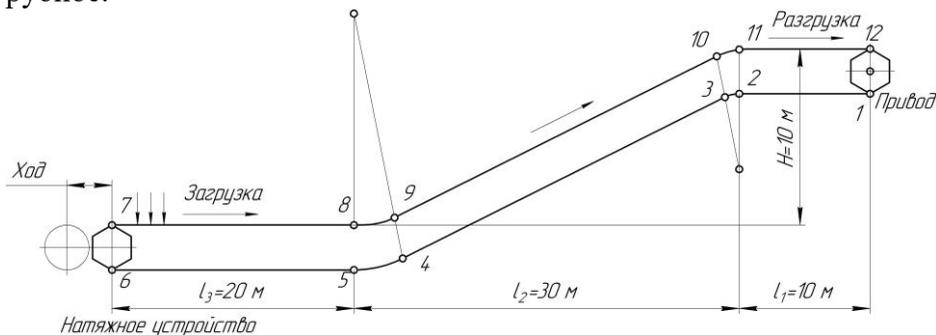


Рисунок 11 – Расчетная схема пластинчатого конвейера

Диаметр отливки 600 мм, высота 250 мм, масса $m_2=180$ кг. Производительность конвейера $Z=300$ шт/ч, коэффициент неравномерности подачи отливок на конвейер $K_H=1,92$; коэффициент готовности конвейера $K_2=0,96$.

1. Выбор тягового элемента

Исходя из размеров отливок, обеспечивая зазоры между бортами и грузом до 100 мм на сторону, выбираем бортовой волнистый настил шириной $B_6=800$ мм с бортами $h=100$ мм и дополнительными ребрами жесткости. Наличие бортов исключает возможность падения горячих отливок с настила и просыпи частиц стержневой и формовочной земли, заносимых с отливками.

В качестве тягового элемента принимаем две пластинчатые катковые цепи исполнения 2, тип 4 (ГОСТ 588-81) с катками на подшипниках скольжения.

2. Расчетная производительность конвейера

$$Z_{\max} = \frac{K_n \cdot Z}{K_z},$$

где K_n – коэффициент неравномерности подачи;
 K_z – коэффициент готовности конвейера;
 Z – производительность конвейера, *шт/ч*.

$$Z_{\max} = \frac{1,92 \cdot 300}{0,96} = 600 \text{ шт/ч.}$$

3. Массовая производительность

$$Q = \frac{m_z \cdot Z_{\max}}{1000},$$

где m_z – масса груза, кг;
 Z_{\max} – расчетная производительность конвейера, *шт/ч*.

$$Q = \frac{180 \cdot 600}{1000} = 108 \text{ т/ч.}$$

Принимаем расстояние между отливками на конвейере a_0 ; при диаметре отливки 0,6 м.

$$a_0 = 0,6 + 0,3 = 0,9 \text{ м.}$$

4. Скорость конвейера

$$v = \frac{Z_{\max} \cdot a_0}{3600},$$

где Z_{\max} – расчетная производительность конвейера, *шт/ч*;
 a_0 – расстояние между отливками на конвейере, м.

$$v = \frac{300 \cdot 0,9}{3600} \approx 0,16 \text{ м/с.}$$

5. Линейная сила тяжести настила с цепями

$$q_0 \approx 600 \cdot B + A,$$

где B – ширина настила, м;

A – коэффициент для стального бортового волнового настила.

При ширине настила $B=0,8$ м принимаем коэффициент $A=1100$ [6, стр. 175, табл. 5.3].

$$q_0 \approx 600 \cdot 0,8 + 1100 = 1600 \text{ Н/м.}$$

6. Линейная сила тяжести груза

$$q_z = \frac{g \cdot m_z}{a_0},$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

m_z – масса груза, кг;

a_0 – расстояние между отливками на конвейере, м.

$$q_z = \frac{9,81 \cdot 180}{0,9} = 2000 \text{ Н/м.}$$

7. Максимальное натяжение ходовой части

$$S_{\max} = 1,05 \cdot \{S_{\min} + W \cdot [q_z + q_0] \cdot L_z + q_0 \cdot L_x + (q_z + q_0) \cdot H\},$$

где S_{\min} – минимальное натяжение конвейера, Н;

W – коэффициент сопротивления движения настила на прямолинейных участках;

q_z – линейная сила тяжести груза, Н/м;

q_0 – линейная сила тяжести настила с цепями, $H/м$;

L_2, L_x – длины горизонтальной проекции загруженной и холостой ветвей конвейера, $м$;

H – высота подъема, $м$.

Ориентировочно принимаем минимальное натяжение ходовой части конвейера $S_{\min}=2000 H$.

Коэффициент сопротивления движения настила на прямолинейных участках при использовании подшипников скольжения принимаем равным $W=0,13$ [6, стр. 175, табл. 5.4].

$$S_{\max} = 1,05 \cdot \{2000 + 0,13 \cdot [2000 + 1600] \cdot 60 + 1600 \cdot 60 + (2000 + 1600) \cdot 10\} = 82500 H.$$

8. Тяговый расчет конвейера по отдельным участкам

8.1 Натяжение на 5 участке

$$S_5 = S_{\min} = 2000 H,$$

где S_{\min} – минимальное натяжение конвейера, H .

8.2 Натяжение на 6 участке

$$S_6 = S_5 + q_0 \cdot l_3 \cdot W,$$

где q_0 – линейная сила тяжести настила с цепями, $H/м$;

l_3 – длина 3 участка конвейера, $м$;

W – коэффициент сопротивления движения настила на прямолинейных участках.

$$S_6 = 2000 + 1600 \cdot 20 \cdot 0,13 = 6160 H,$$

8.3 Натяжение на 7 участке

$$S_7 = K_1 \cdot S_6 = 1,08 \cdot 6160 = 6660 H,$$

где K_1 – вспомогательный коэффициент.

8.4 Натяжение на 8 участке

$$S_8 = S_7 + (q_z + q_0) \cdot l_8 \cdot W,$$

где q_z – линейная сила тяжести груза, $H/м$;

q_0 – линейная сила тяжести настила с цепями, $H/м$;

l_8 – длина 8 участка конвейера, $м$.

W – коэффициент сопротивления движения настила на прямолинейных участках;

$$S_8 = 6660 + (2000 + 1600) \cdot 20 \cdot 0,13 = 16020 \text{ } H.$$

8.5 Натяжение на 9 участке

$$S_9 = S_8 \cdot K_2 = 16020 \cdot 1,04 = 16670 \text{ } H,$$

где K_2 – вспомогательный коэффициент.

8.6 Натяжение на 10 участке

$$S_{10} = S_9 + (q_z + q_0) \cdot (l_{11} \cdot W + H),$$

где q_z – линейная сила тяжести груза, $H/м$;

q_0 – линейная сила тяжести настила с цепями, $H/м$;

W – коэффициент сопротивления движения настила на прямолинейных участках;

l_{11} – длина 11 участка конвейера, $м$;

H – высота подъема груза, $м$.

$$S_{10} = 16670 + (2000 + 1600) \cdot (30 \cdot 0,13 + 10) = 66700 \text{ } H.$$

8.7 Натяжение на 11 участке

$$S_{11} = S_{10} \cdot K_2 = 66700 \cdot 1,04 = 69400 \text{ Н},$$

где K_2 – вспомогательный коэффициент.

8.8 Натяжение на 12 участке

$$S_{12} = S_{11} + (q_z + q_0) \cdot l_{12} \cdot W,$$

где q_z – линейная сила тяжести груза, H/m ;

q_0 – линейная сила тяжести настила с цепями, H/m ;

W – коэффициент сопротивления движения настила на прямолинейных участках;

l_{12} – длина 12 участка конвейера, m .

$$S_{12} = 69400 + (2000 + 1600) \cdot 10 \cdot 0,13 = 74100 \text{ Н}.$$

8.9 Натяжение на 4 участке

$$S_4 = \frac{S_5}{K_2} = \frac{2000}{1,04} = 1930 \text{ Н},$$

где K_2 – вспомогательный коэффициент.

8.10 Натяжение на 3 участке

$$S_3 = S_4 - q_0 \cdot l_2 \cdot W + q_0 \cdot H,$$

где q_0 – линейная сила тяжести настила с цепями, H/m ;

l_2 – длина 2 участка конвейера, m ;

W – коэффициент сопротивления движения настила на прямолинейных участках;

H – высота подъема груза, m .

$$S_3 = 1930 - 1600 \cdot 30 \cdot 0,13 + 1600 \cdot 10 = 11690 \text{ Н.}$$

8.11 Натяжение на 2 участке

$$S_2 = \frac{S_3}{K_2} = \frac{11690}{1,04} = 11220 \text{ Н,}$$

где K_2 – вспомогательный коэффициент.

8.12 Натяжение на 1 участке

$$S_1 = S_2 - q_0 \cdot l_1 \cdot W,$$

где q_0 – линейная сила тяжести настила с цепями, H/m ;

l_1 – длина 1 участка конвейера, m ;

W – коэффициент сопротивления движения настила на прямолинейных участках.

$$S_1 = 11220 - 1600 \cdot 10 \cdot 0,13 = 9140 \text{ Н.}$$

9. Тяговое усилие на приводных звездочках

$$W = S_{12} - S_1 + (S_{12} + S_1) \cdot (K_1 - 1),$$

где K_1 – вспомогательный коэффициент.

$$W = 74100 - 9140 + (74100 + 9140) \cdot (1,08 - 1) = 67440 \text{ Н.}$$

10 Потребная мощность электродвигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{W \cdot v}{\eta_{\text{общ}}},$$

где W – тяговое усилие на приводных звездочках, H ;

v – скорость конвейера, $м/с$;
 $\eta_{общ}=0,75$ – общий КПД привода.

$$P_{\partialв} = \frac{67440 \cdot 0,16}{0,75} = 14387,2 \text{ Вт} = 14,39 \text{ кВт}.$$

Для рассматриваемого конвейера принимаем электродвигатель АИР160М6 номинальной мощностью $P_{ном}=15 \text{ кВт}$ с номинальной частотой вращения вала $n_{\partialв}=n_{ном}=970 \text{ мин}^{-1}$ [2, стр. 279, приложение 35].

12. Выбор тяговой цепи

$$S_{p1} = \frac{S_{\max}}{C_{\eta}},$$

где S_{\max} – максимальное натяжение конвейера, $Н$;
 $C_{\eta}=1,8$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между тяговыми цепями.

$$S_{p1} = \frac{74100}{1,8} = 41300 \text{ Н}.$$

Выбираем катковую тяговую цепь М315-4-315-2 ГОСТ 588-81, типа 4, исполнения 2, с шагом $p=315 \text{ мм}$, валиком диаметром $d_1=21 \text{ мм}$, с разрушающей нагрузкой $F_{раз}=315 \text{ кН}$.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1 – Плотность некоторых сельскохозяйственных грузов

Груз	Плотность, т/м ³
Пшеница	0,70-0,83
Рожь	0,65-0,70
Ячмень	0,65-0,75
Просо	0,80-0,85
Гречиха	0,65-0,70
Кукуруза в зернах	0,70-0,75
Кукуруза в початках	0,35-0,46
Горох	0,78-0,83
Вика	0,75-0,83
Фасоль	0,53-0,56
Рис свежесобранный	0,67-0,75
Овес	0,42-0,67
Льняное семя	0,55-0,67
Подсолнечник	0,36-0,42
Зерновая смесь	0,52
Пшено	0,63-0,67
Отруби	0,25-0,51
Мякина	0,20-0,40
Мука пшеничная	0,65-0,75
Мука ржаная	0,64-0,73
Капуста	0,38-0,52
Свекла	0,57-0,70
Картофель	0,65-0,73
Лук	0,44-0,48
Морковь	0,50-0,60
Силос	0,17-0,60
Сенаж	0,40-0,60
Комбикорм	0,65-0,69
Зелень измельченная	0,28-0,82
Жмых	0,62-0,82

Таблица 2 – Коэффициент внутреннего трения

Груз	Коэффициент внутреннего трения
Пшеница	0,50-0,56
Рожь	0,49
Ячмень	0,51
Овес	0,51
Просо	0,54
Кукуруза	0,53
Горох	0,44-0,55
Рис	0,75-0,78
Гречиха	0,52
Подсолнечник	0,60
Лен	0,43
Хлопчатник	0,87
Корма концентрированные	0,84
Клевер красный	0,84
Клевер розовый	0,49
Тимофеевка луговая	0,49
Донник белый	0,47
Овсяница луговая	0,68
Мука травяная из люцерны	0,75-1,02
Комбикорм	1,1
Силос кукурузный	1,1-1,34
Селитра аммиачная	0,35-0,50
Суперфосфат	0,40-0,76
Известняк молотый	0,39-0,58
Известковый мел	1,25-1,65
Навоз свежий	0,95-1,40
Навоз солоmistый	0,86-1,02
Компост свежий	0,80-1,20
Компост зрелый	0,70-1,10

Таблица 3 – Скорость витания некоторых сельскохозяйственных грузов

Груз	Скорости витания, м/с
Пшеница	9,0-11,5
Рожь	8,5-10,0
Ячмень	6,5-11,0
Овес	8,9-9,0
Просо	10,0-12,0
Горох	15,5-16,5
Фасоль	12,5-14,0
Вика	13,0-17,0
Семя льна	5,2
Чечевица	8,0-10,0
Соя	17,0-20,0
Кукуруза	12,5-14,0
Конопля	8,0-11,0
Подсолнечник	7,0-8,5
Сорго	6,4-10,4
Гречиха	8,6
Рис	10,1
Мука	8,1
Солома пшеничная	12,0-19,0
Солома ржаная	6,4-8,4
Солома овсяная	7,0-8,7
Мякина гречишная	0,92-2,73
Мякина ячменная	0,67-3,1
Мякина овсяная	0,67-3,1
Солома измельченная	3,5-4,3
Цемент	0,2-0,3
Опилки влажные	7,5
Соль калийная	4,9
Уголь кусковой	11,0
Селитра аммиачная	6,7
Мука фосфоритная	1,2

Таблица 4 – Значения скорости ленты при транспортировании различных грузов

Груз	Скорости ленты, м/с
Пшеница, рожь, кукуруза	2,0-4,5
Овес, ячмень, подсолнечник	2,0-3,0
Дробленое зерно, отруби	1,0-2,0
Кукуруза в початках	1,5-2,5
Корнеплоды	0,7-1,5
Штучные грузы	0,5-1,5
Мука, цемент	0,8-1,2
Удобрения, песок, гравий	1,5-3,0
Солома	0,8-1,4

Таблица 5 – Коэффициент K_1 , зависящий от прочности прокладок

$K_p, Н/мм$	65	100	150	200	300	400
K_1	125-140	141-160	161-170	171-180	181-190	191-200

Таблица 6 – Диаметр ролика в зависимости от параметров ленты и плотности груза

Плотность перемещаемого груза, $т/м^3$, не более	Ширина ленты, мм	Максимальная скорость ленты, м/с	Диаметр ролика, мм
1,6	400; 500; 600	2,0	89
1,6	800	1,6	89
2,0	400; 500; 650	2,5	108
1,6	800; 1000; 1200	2,5	108
2,0	800; 1000; 1200	2,5	133
3,5	800; 1000; 1200	4,0	159
3,5	1400; 1600; 2000	3,2	159
3,5	800; 1000; 1400	4,0	194; 219
4,0	1600; 2000	6,3	245

Таблица 7 – Значения коэффициента ζ

Груз	Роликовые опоры	
	прямые	желобчатые
Чистое и сухое помещение без пыли	0,018	0,02
То же, с небольшим количеством пыли	0,022	0,025
Неотапливаемое помещение или на открытом воздухе	0,035	0,04

Таблица 8 – Технические характеристики цилиндрических редукторов типа 1Ц2У

Типоразмер редуктора	Передаточное число	Вращающий момент на тихоходном валу, <i>H·м</i>
1Ц2У-100	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	250
1Ц2У-125	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	500
1Ц2У-160	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	1000
1Ц2У-200	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	2000
1Ц2У-250	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	4000

Таблица 9 – Технические характеристики цилиндрических редукторов типа 2Ц2С

Типоразмер редуктора	Передаточное число	Вращающий момент на тихоходном валу, <i>H·м</i>
Ц2С-63	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 25; 31,5; 40; 50	150
Ц2С-80	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 25; 31,5; 40; 50	250
Ц2С-100	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 25; 31,5; 40; 50	500
Ц2С-125	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 25; 31,5; 40; 50	1000

Таблица 10 – Характеристики некоторых резиноканевых лент (ГОСТ 20)

Прочность ткани одной прокладки по ширине основы, <i>H/мм</i>	Тип ткани каркаса лент	Толщина прокладки, <i>мм</i>	Ширина ленты, <i>мм</i>	Число прокладок	Толщина обкладки, <i>мм</i>
65	БКНЛ-65	1,1-1,15	100-2000	3-8	1-3
100	БКНЛ-100	1,2-1,3	100-3000	3-8	1-4,5
100	ТК-100	1,2-1,3	100-3000	3-8	1-4,5
150	БКНЛ-150	1,3-1,9	650-3000	3-8	2-6,6
150	ТК-150	1,3-1,9	650-3000	3-8	2-6,6
200	ТК-200-2	1,4	800-3000	3-8	2-6
200	ТК-300	1,4	800-3000	3-8	2-6
300	ТК-400	1,9	800-3000	4-10	2-6
300	ТК-300	1,9	800-3000	4-10	2-6
400	ТК-400	2	1000-3000	3-10	2-6

Таблица – 11 Прямые роликовые опоры

Обозначение опоры	Ширина ленты, <i>мм</i>	Диаметр ролика, <i>мм</i>	Масса, <i>кг</i>
Верхние роликовые опоры			
РВ-50	500	102	8,9
РВ-65	650	102	11,3
Нижние роликовые опоры			
РН-40	400	83	7,7
РН-50	500	102	9,8
РН-65	650	102	10,5
РН-80	800	102	14

Таблица 12 – Технические данные электродвигателей серии 4АИР (ТУ 16-525.564-84)

$P_{\text{ном}},$ кВт	Синхронная частота вращения, мин^{-1}							
	3000		1500		1000		750	
	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ мин^{-1}	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ мин^{-1}	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ мин^{-1}	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ мин^{-1}
0,25	АИР56В2	2700	АИР63А4	1400	АИР63В6	900	АИР71В8	680
0,37	АИР63А2	2800	АИР63В4	1400	АИР71А6	910	АИР80А8	680
0,55	АИР63В2	2730	АИР71А4	1358	АИР71В6	915	АИР80В8	680
0,75	АИР71А2	2820	АИР71В4	1350	АИР80А6	920	АИР90ЛA8	705
1,1	АИР71В2	2805	АИР80А4	1395	АИР80В6	920	АИР90ЛВ8	715
1,5	АИР80А2	2850	АИР80В4	1395	АИР90Л6	925	АИР100Л8	702
2,2	АИР80В2	2850	АИР90Л4	1395	АИР100Л6	945	АИР112МА8	709
3	АИР90Л2	2850	АИР100С4	1410	АИР112МА6	950	АИР112МВ8	709
4	АИР100С2	2850	АИР100Л4	1410	АИР112МВ6	950	АИР132С8	716
5,5	АИР100Л2	2850	АИР112М4	1432	АИР132С6	960	АИР132М8	712
7,5	АИР112М2	2895	АИР132С4	1440	АИР132М6	960	АИР160С8	728
11	АИР132М2	2910	АИР132М4	1448	АИР160С6	970	АИР160М8	728
15	АИР160С2	2910	АИР160С4	1455	АИР160М6	970	АИР180М8	732
18,5	АИР160М2	2910	АИР160М4	1455	АИР180М6	980	АИР200М8	730
22	АИР180С2	2919	АИР180С4	1462	АИР200М6	980	АИР200М8	730

30	АИР180М2	2925	АИР180М4	1470	АИР200L6	970	АИР225М8	730
----	----------	------	----------	------	----------	-----	----------	-----

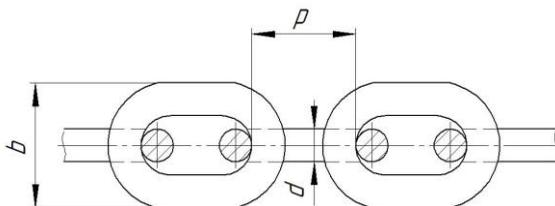
Таблица 13 – Основные расчетные параметры винтовых конвейеров

Груз	$D, \text{ мм}$	$\psi=p/D$	$n, \text{ мин}^{-1}$	K_n
Зерно, комбикорм	0,1-0,5	0,7-1,25	50-500	0,2-0,5
Силос, резка соломы, сена, трав	0,15-0,4	0,6-1	100-500	0,3-0,7
Корнеплоды	0,2-0,6	0,6-0,8	30-150	0,3-0,5
Полужидкие кормовые смеси	0,15-0,3	0,8-1	100-300	0,3-0,6
Удобрения органические	0,25-0,4	0,6-1	200-300	0,3-0,7
Удобрения минеральные	0,15-0,5	0,6-1	200-700	0,3-0,6

Таблица 14 – Технические характеристики колодочных тормозов типа ТКТ

Типоразмер тормоза	Тормозной момент, Hm			Диаметр тормозного шкива, мм	Ширина тормозного шкива, мм	Отход колодки, мм	
	ПВ 25%	ПВ 40%	ПВ 100%			номинальный	наибольший
ТКТ-100	20	20	10	100	75	0,4	0,6
ТКТ-200/100	40	40	22	200	95	0,4	0,6
ТКТ-200	160	160	80	200	95	0,5	0,8
ТКТ-300/200	240	240	120	300	145	0,5	0,8

Таблица 15 – Параметры грузовых и тяговых сварных цепей



Калибр цепи	Шаг p , мм	Ширина b , мм	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м, кг
5	18,5	17	10	0,50
6	18,5	20	14	0,75
7	22	23	18	1,00
8	24	26	26	1,35
9	27	32	32	1,80
10	28	34	40	2,25
11	31	36	46	2,70

Пример условного обозначения цепи калибра 10 мм, с шагом 28 мм: *цепь 10 × 28* ГОСТ 2319 – 81.

Таблица 16 – Ориентировочные значения коэффициента *A* для стального бортового волнистого настила

Тип настила	Ширина настила, м		
	0,4-0,5	0,65-0,8	более 0,8
Легкий	400	500	700
Средний	600	700	1000
Тяжелый	800	1100	1500

Примечание. Для настила без бортов значение коэффициента *A* надо уменьшить на 10-15%.

Таблица 17 – Ориентировочные значения коэффициента сопротивления движению настила на прямолинейных участках

Условия работы конвейера	Катки на подшипниках	
	скольжения	качения
Хорошие	0,06-0,08	0,020
Средние	0,08-0,10	0,030
Тяжелые	0,10-0,13	0,045

Примечание. Меньшие значения относятся к тяжелым цепям с катками увеличенного диаметра, а также к цепям с безребордными катками.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проектирование и расчет подъемно-транспортных машин сельскохозяйственного назначения / под ред. М.Н. Ерохина, А.В. Карпа. М.: Колос, 1999. 228 с.
2. Подъемно-транспортные машины / под ред. М.Н. Ерохина, С.П. Казанцева. М.: КолосС, 2010. 335 с.
3. Руденко Н.Ф., Александров М.П., Лысяков А.Г. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. М.: Машгиз, 1963. 304 с.
4. Курсовое проектирование грузоподъемных машин / под ред. С.А. Казака. М.: Высш. шк., 1989. 319 с.
5. Павлов Н.Г. Примеры расчета кранов. Л.: Машиностроение, 1967. 348 с.
6. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1983. 487 с.
7. Александров М.П. Грузоподъемные машины. М.: Высшая школа, 2000. 552 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Задача 1. Расчет ленточного конвейера.....	4
Задача 2. Расчет цепного скребкового конвейера	16
Задача 3. Пример расчета ковшового элеватора.....	27
Задача 4. Расчет подвесного конвейера.....	37
Задача 5. Расчет винтового конвейера.....	45
Задача 6. Расчет пневмотранспортный установок.....	52
Задача 6.1. Расчет пневмотранспортной установки	52
Задача 6.2. Расчет нагнетательной установки.....	57
Задача 6.3. Расчет аэрожелоба.....	63
Задача 7. Расчет пластинчатого конвейера	68
Приложения.....	76
Литература.....	86

Учебное издание

Никитин Виктор Васильевич
Синяя Наталия Викторовна

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

*Методическое пособие для магистрантов
инженерно – технологического института
направления подготовки: 35.04.06 Агроинженерия.*

Редактор Павлютина И.П.

Компьютерный набор и верстка Никитина В.В.

Подписано к печати 17.11.2021 г. Формат 60×84¹/₁₆.

Бумага офсетная. Усл. п. л.5,11. Тираж 100 экз. Изд. №.7123.

Издательство Брянского государственного аграрного университета

243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино.