

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Автоматизированный электропривод»

**Д. А. Хабибуллин**

# **АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ЭЛЕКТРОПРИВОД ТИПОВЫХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ МЕХАНИЗМОВ**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
к контрольным работам по одноименной дисциплине  
для студентов специальности 1-53 01 05  
«Автоматизированные электроприводы»  
заочной формы обучения**

Гомель 2009

УДК 62-83-52(075.8)  
ББК 32.965я73  
Х12

*Рекомендовано научно-методическим советом  
заочного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 6 от 20.02.2007 г.)*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. «Промышленная электроника»  
ГГТУ им. П. О. Сухого Э. М. Виноградов

**Х12 Хабибуллин, Д. А.**

Автоматизированный электропривод типовых производственных и транспортных механизмов : метод. указания к контрол. работам по одноим. дисциплине для студентов специальности 1-53 01 05 «Автоматизированные электроприводы» заоч. формы обучения / Д. А. Хабибуллин. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 38 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц; 32 Mb RAM; свободное место на HDD 16 Mb; Windows 98 и выше; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Изложен теоретический материал по расчету двигателей подъемно-транспортных механизмов циклического действия и канатных дорог, которые относятся к механизмам непрерывного действия. Приведены примеры расчета двигателей со всеми пояснениями.

Для студентов специальности 1-53 01 05 «Автоматизированные электроприводы» заочной формы обучения.

УДК 62-83-52(075.8)  
ББК 32.965я73

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2009

## Введение

В подготовке инженера–электромеханика по специальности «Автоматизированный электропривод курс «Автоматизированный электропривод типовых производственных и транспортных механизмов» играет первостепенную роль, так как общепромышленные механизмы являются основными элементами множества конкретных разновидностей производственных установок. К их числу относятся подъемные краны, экскаваторы, всевозможные подъемники различной конструкции, промышленные манипуляторы и роботы, канатные дороги, эскалаторы, вентиляторы, компрессоры и т.д.

Основная задача электропривода заключается в обеспечении исполнительного механизма механической энергией с заданными параметрами с требуемой точностью. Кроме того, сам электропривод является одним из основных элементов автоматизации управления технологическими процессами. Объектом регулирования любой системы электропривода является электродвигатель, правильному выбору которого в данном курсе уделяется большое значение.

## Общие методические указания

Задание на контрольную работу по курсу «Автоматизированный электропривод типовых производственных и транспортных механизмов» содержит две задачи, посвященные выбору двигателя: одну для выбора двигателя для механизмов циклического действия, вторую – для механизмов непрерывного действия.

Задачи имеют 30 вариантов, отличающихся друг от друга числовыми значениями заданных величин (Приложение 1-2).

Вариант, подлежащий решению, определяется по порядковому номеру фамилии студента в журнальном списке группы.

С целью успешного усвоения учебного материала и облегчения решения задач приведен необходимый теоретический материал с основными положениями и формулами.

К выполнению контрольной работы студент приступает после изучения соответствующего теоретического материала.

Решения задач должен иллюстрироваться необходимыми графическими построениями.

Графики должны быть выполнены по ГОСТу, снабжены соответствующими обозначениями и поясняющими надписями. При использовании формул нужно указать источник, из которого она взята, а также пояснить буквенные обозначения с указанием размерностей величин.

Каждая задача содержит 10 контрольных вопросов, на два из которых студент должен дать письменный ответ. Номера контрольных вопросов определяются по двум последним цифрам шифра зачетной книжки студента. В случае совпадения последних цифр, второй контрольный вопрос выбирается прибавлением к последней цифре единицы.

При выполнении контрольной работы должны быть соблюдены следующие условия:

1. В начале каждой задачи должен быть переписан первый вопрос в соответствии с шифром и приведен ответ, далее второй вопрос и ответ.

2. После формулировки текста задачи привести исходные данные, увязав их с личным номером в журнальном списке.

3. Текстовый и расчетный материал должен быть выполнен с краткими пояснениями к применяемым формулам.

## Рекомендуемая литература

1. Соколов М.М., Автоматизированный электропривод общепромышленных механизмов. – М.: Энергия, 1976. – 488 с.
2. Ключев В.И., Терехов В.М., Электропривод и автоматизация общепромышленных механизмов. – М.: Энергия, 1980. – 359 с.
3. Яуре А.Ф., Певзнер Е.М., Крановый электропривод. Справочник. – М.: Энергоатомиздат., 1988. – 344 с.
4. Дьячков В.К., Подвесные конвейеры. – М.: Энергия, 1976. – 331 с.
5. Копылов И.П., Справочник по электрическим машинам. Т.1. – М.: Энергоатомиздат., 1998. – 455 с.
6. Краузе Г.Н. и др., Редукторы. Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1972. – 144 с.
7. Ануфьев В.И., Справочник конструктора – машиностроителя. Т.2. – М.: Машиностроение 1978. – 559 с.

## Классификация общепромышленных установок

По характеру технологического процесса общепромышленные механизмы можно разделить на две большие группы: механизмы циклического действия, рабочий процесс которых состоит из повторяющихся однотипных циклов и механизмы непрерывного действия, технологический процесс которых имеет непрерывный характер. Примерами механизмов циклического действия могут служить подъемные краны, лифты, одноковшовые экскаваторы и т.д., а примерами механизмов непрерывного действия являются конвейеры, эскалаторы, канатные дороги и т.п.

Классификация общепромышленных механизмов по характеру технологического процесса позволяет их систематизировать, объединив различные по назначению, конструкции машины в группы, однотипные по режимам работы.

Необходимо выделить в промышленных различных установках механизмы, выполняющие одинаковые функции и работающие в одном и том же режиме. Например, для мостового крана, который получил наибольшее распространение на промышленных предприятиях, основными механизмами являются: механизм передвижного моста, механизм передвижения тележки и подъемная лебедка, которые снабжаются индивидуальным электроприводом.

Козловые краны, рудные и угольные перегружатели, кабель-краны имеют те же основные механизмы, что и мостовой.

Строительный, башенный, порталный относятся к группе поворотных кранов. Все их рабочие движения обслуживаются следующими механизмами: подъемной лебедкой, механизмом передвижения крана, механизмом передвижения тележки и механизмом поворота.

Одноковшовые экскаваторы, экскаваторы-лопаты, экскаваторы-драглайны имеют те же основные механизмы, что и порталный кран.

Основным элементом любого подъемника циклического действия является подъемная лебедка.

Таким образом, можно сделать заключение, что все установки циклического действия, несмотря на их большое разнообразие, обслуживаются ограниченным числом механизмов, однотипных по принципу действия, а именно: подъемными и тяговыми лебедками, различными по конструкции механизмами передвижения и поворота. Все эти механизмы являются типовыми и предъявляют к электроприводу и его системе управления ряд характерных общих требований при любом конструктивном исполнении.

Общепромышленные установки непрерывного действия, включая компрессоры, предназначены для транспортировки людей, штучных и сыпучих грузов, а также жидкостей и газов.

Рассмотрение конструктивных особенностей общепромышленных механизмов непрерывного действия показывает, что несмотря на общность режима работы и назначения (исключая компрессоры), по принципу действия их следует разделить на две группы. В первую группу необходимо включить разнообразные подъемно-транспортные машины непрерывного действия, а во вторую группу – насосы, вентиляторы и компрессоры. Основные особенности механизмов непрерывного транспорта достаточно полно выявляются при рассмотрении конвейеров, поэтому конвейер можно рассматривать как типовой общепромышленный механизм непрерывного действия. Вторую группу механизмов непрерывного действия в связи с существенным различием в принципе действия и характере нагрузок необходимо разделить на центробежные и поршневые механизмы, также рассматривая их как типовые общепромышленные механизмы непрерывного действия (рис. 1).

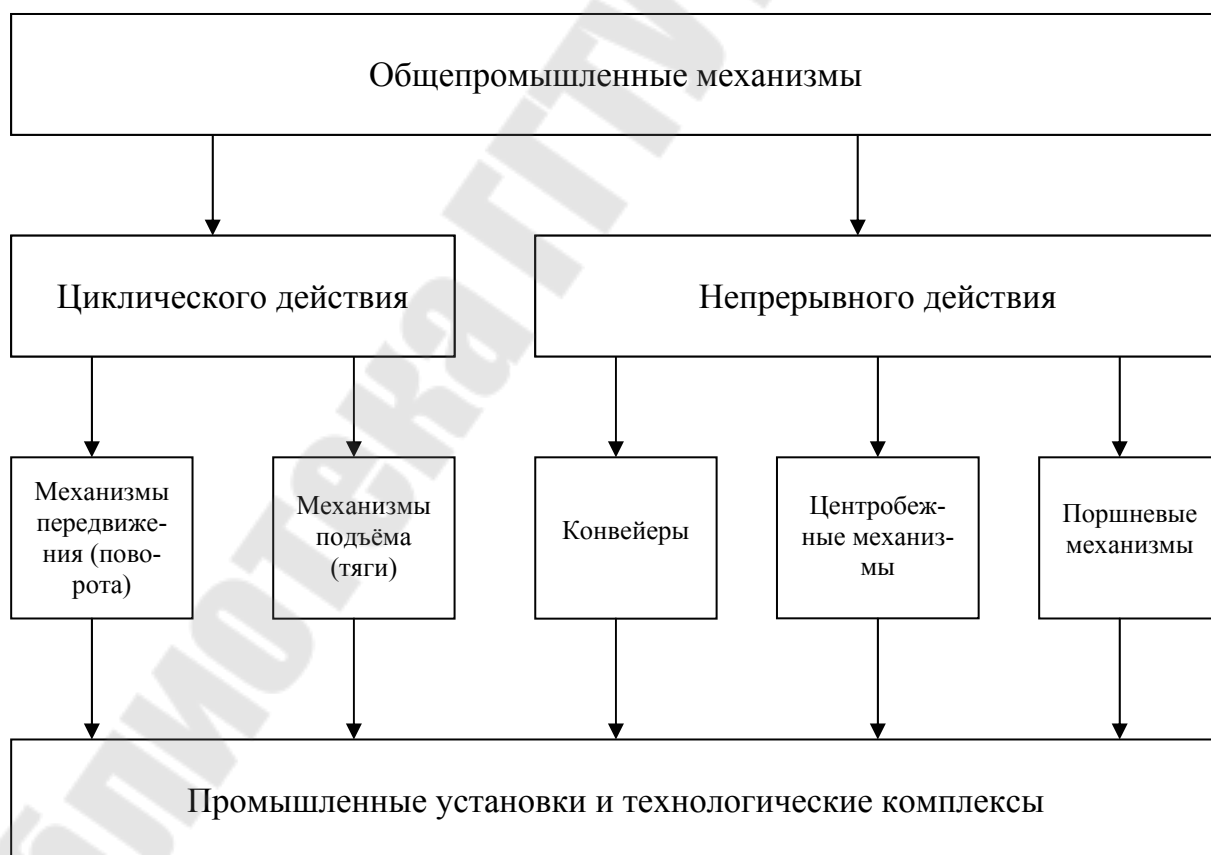


Рис. 1. Классификация типовых общепромышленных механизмов

## Статические и динамические нагрузки электроприводов подъемных лебедок.

Подъемные установки непрерывного режима работы в различных конструктивных исполнениях находят широкое применение во всех отраслях народного хозяйства. К числу наиболее распространенных разновидностей механизмов вертикального транспорта следует отнести лифты, применение которых в городском хозяйстве и на промышленных предприятиях приобретает все большее значение.

Современные пассажирские и грузовые лифты выполняются с противовесом, или, как его иногда называют, контргрузом. Такая подъемная лебедка называется двухконцевой (рис. 2).

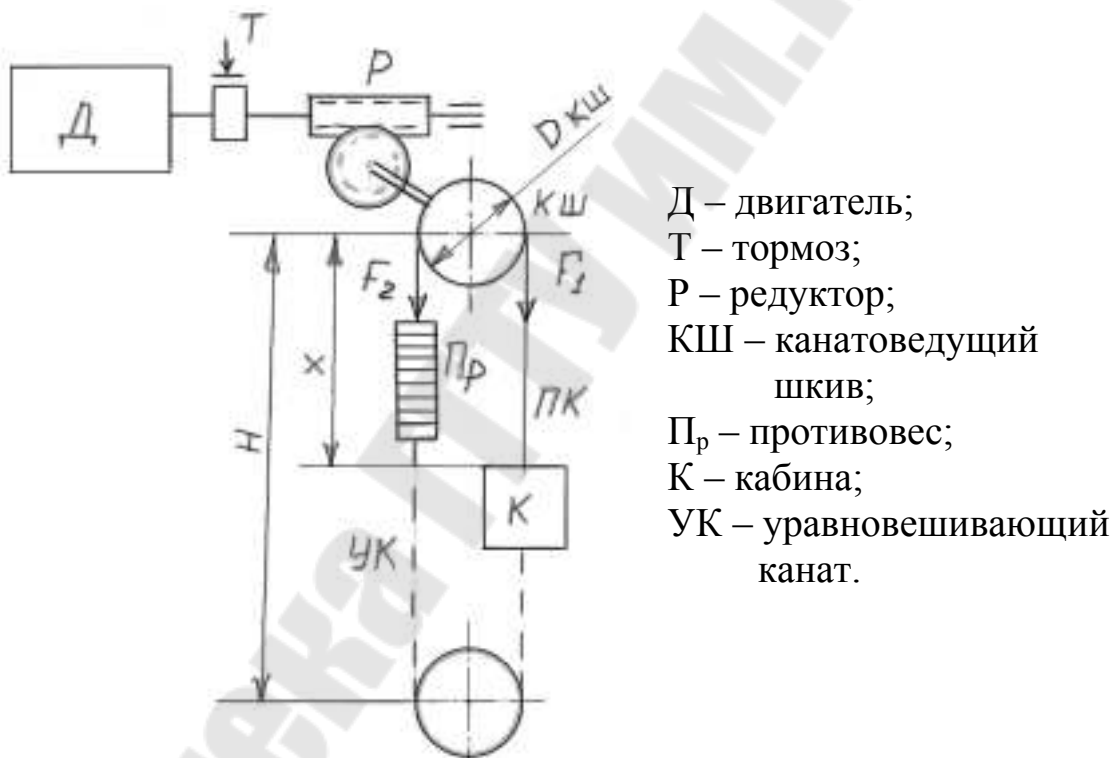


Рис. 2. Кинематическая схема двухконцевой подъемной лебедки

Противовес для лифтов выбирается с таким расчетом, чтобы он уравнивал вес подъемного сосуда (кабины) и часть номинального поднимаемого груза [1]

$$\text{где } C_{s \text{ пр}} = C_{s o} + \alpha C_{s \text{ ном}}, \quad (1)$$

$C_{s \text{ пр}}$  – вес противовеса, Н;

$C_{s o}$  – вес кабины, Н;



$C_{s \text{ ном}}$  – вес номинального, поднимаемого груза, Н;  
 $\alpha$  – коэффициент уравновешивания.

Результирующее усилие на канатоведущем шкиве определяется разностью натяжений ветвей подъемного каната (рис. 2)

$$F = F_1 - F_2, \quad (2)$$

С учетом сил трения в направляющих кабины  $F'_{\text{тр}}$  и противовеса  $F''_{\text{тр}}$ , а также веса  $l$  м подъемного каната  $q_k$  натяжения  $F_1$  и  $F_2$  определяются выражениями:

$$F_1 = C_s + C_{s o} + q_k x \pm F', \quad (3)$$

$$F_2 = C_{s \text{ пр}} + q_k (H - x) \pm F''_{\text{тр}}, \quad (4)$$

где  $C_s$  – вес поднимаемого груза.

С учетом (1) результирующее усилие равно:

$$F = C_s - \alpha C_{s \text{ ном}} + q_k (2x - H) \pm (F'_{\text{тр}} + F''_{\text{тр}}), \quad (5)$$

где знак плюс соответствует подъему кабины, а минус – спуску.

Результирующее усилие  $F$  удобно представить в виде алгебраической суммы активного усилия  $F_{\text{гр}}$  и реактивного, обусловленного трением усилия  $F_{\text{тр}}$ . Эти составляющие определяют соответственно активную  $M_{\text{гр}}$  и реактивную  $M_{\text{тр}}$  составляющую приведенного к валу двигателя статического момента  $M_{\text{ст}}$ . Составляющая  $M_{\text{гр}}$  должна учитывать, кроме трения в направляющих, все потери на трение в подъемной лебедке.

Тогда имеем:

$$M_{\text{ст}} = M_{\text{гр}} + M_{\text{тр}} = \frac{[C_s + q_k (2x - H) - \alpha C_{s \text{ ном}}] D_{\text{кш}}}{2i_p} + M_{\text{тр}}, \quad (6)$$

где  $i_p$  – передаточное число редуктора

Из соотношения (6) следует, что статический момент зависит от нагрузки кабины, от коэффициента уравнивания  $\alpha$ , от веса ветвей каната. При этом  $M_{ст}$  является функцией пути.

Если высота подъема невелика (до  $H = 15$  м) составляющая  $q_k(2x - H) \approx 0$ . Тогда при подъеме номинального ( $C_s = C_{s\text{ ном}}$ ) и пустой кабины  $M_{ст}$  можно определить с помощью соотношений:

$$M_{ст1} = M_{гр} + M_{тр} = \frac{(1 - \alpha)C_{s\text{ ном}}D_{кш}}{2i_p\eta_{n.\text{ ном}}} + M_{тр}, \quad (7)$$

$$M_{ст2} = -M_{гр} + M_{тр} = \frac{-\alpha C_{s\text{ ном}}D_{кш}}{2i_p} \eta_{n.\text{ ном}}, \quad (8)$$

где  $\eta_{n.\text{ ном}}$  – К.П.Д. подъемной установки с учетом трения в направляющих, соответствующий номинальной нагрузке.

Находим статический момент при спуске:

$$M'_{ст1} = M_{гр} - M_{тр} = \frac{(1 - \alpha)C_{s\text{ ном}}D_{кш}}{2i_p} \eta_{n.\text{ ном}}, \quad (9)$$

$$M'_{ст2} = -M_{гр} - M_{тр} = \frac{-\alpha C_{s\text{ ном}}D_{кш}}{2i_p\eta_{n.\text{ ном}}}, \quad (10)$$

Влияние коэффициента уравнивания  $\alpha$  на требуемую мощность можно оценить с помощью среднеквадратичного момента нагрузки  $M_{ск}$ , задавшись определенным циклом работы. Например, примем, что цикл состоит из подъема номинального груза и спуска пустой кабины.

Полагая  $t_{п} = t_c = t_p$  с помощью (9) и (10) получаем:

$$M_{ск} = \sqrt{\frac{(M_{ст1})^2 + (M'_{ст2})^2}{2}} = \frac{C_{s\text{ ном}}D_{кш}}{2i_p\eta_{n.\text{ ном}}} \cdot \sqrt{\frac{(1 - \alpha)^2 + \alpha^2}{2}}, \quad (11)$$

Значение  $\alpha = \alpha_{\text{опт}}$ , при котором имеет место минимальное значение  $M_{\text{ск}}$ , можно определить, приравняв к нулю производную подкоренного выражения (11)

$$\frac{d}{d\alpha}(1 - 2\alpha + \alpha^2) = 0$$

$$\alpha_{\text{опт}} = 0,5$$

Оптимальное значение  $\alpha$  зависит от параметров цикла работы и от потерь на трение в установке [2]. С учетом этого принимаемые при проектировании значения коэффициента уравновешивания лежат в пределах  $\alpha = 0,4 \div 0,6$ .

При большой высоте подъема  $H$  на статический момент в соответствии с (6) оказывает значительное влияние неуравновешенный вес подъемного каната. Этот вес изменяется в функции координаты  $x$  (см. рис. 2) и нарушает достигаемую выбором  $\alpha = \alpha_{\text{опт}}$  равномерность нагрузки. За счет этого требуемая мощность двигателя увеличивается. Поэтому при большой высоте подъема обычно прибегают к уравновешиванию веса подъемного каната с помощью уравновешивающего каната УК, показанного на рис. 2 штриховой линией. Для таких установок соотношения (7) – (10) применимы при любой высоте подъема.

Из (7) – (10) видно, что при  $\alpha = 0,5$  максимальные и минимальные нагрузки как по значению, так и характеру одинаковы при любом направлении движения (см. рис. 3)

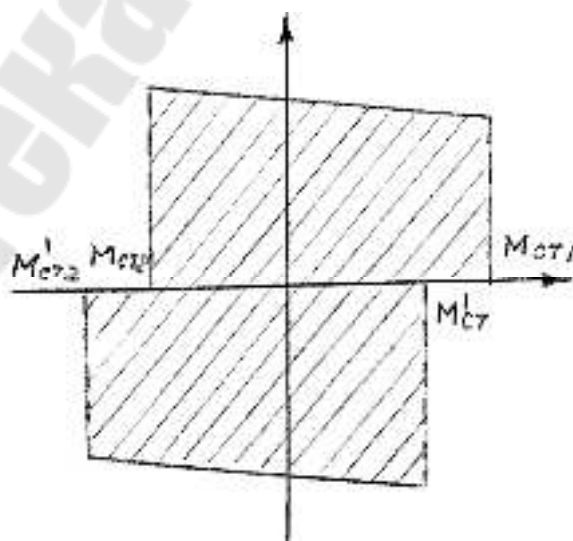


Рис. 3. Пределы изменения нагрузок электропривода двухконцевой лебедки

При проектировании двухконцевых подъемных лебедок используются симметрические схемы электропривода.

При расчете двухконцевых подъемных лебедок, в которых вместо противовеса используется второй подъемный сосуд (когда установка обслуживает только два уровня) можно пользоваться полученными соотношениями (7) – (10), полагая в них  $\alpha = 0$ .

Динамические нагрузки двухконцевых подъемных установок определяются суммарным приведенным моментом инерции установки и допустимым ускорением в соответствии с выражением:

$$M_{\text{дин}} = J_{\Sigma} \frac{d}{dt} \omega = J_{\Sigma} \varepsilon_{\text{доп}}, \quad (12)$$

где  $J_{\Sigma}$  – суммарный приведенный к валу двигателя момент инерции, включающий в себя момент инерции ротора двигателя и приведенный момент инерции всех вращательно и поступательно движущихся масс установки.

$$J_{\Sigma} = J_{\text{дв}} + J_{\text{вр}} + (m_{\text{пр}} + m_{\text{пс}} + m_{\text{гр}} + m_{\text{к}}) \frac{v^2}{\omega^2}, \quad (13)$$

$J_{\text{вр}}$  – приведенный момент инерции всех вращающихся масс лебедки;

$m_{\text{пр}}$ ,  $m_{\text{пс}}$ ,  $m_{\text{гр}}$ ,  $m_{\text{к}}$  – массы соответственно противовеса, подъемного сосуда, груза, подъемного и компенсационного (уравновешивающего) канатов.

Особенностью двухконцевых подъемных лебедок является большой момент инерции механизма, превышающий в 2-5 раз момент инерции двигателя.

### **Контрольные вопросы к задаче 1**

1. Основные узлы схем управления лифтами.
2. Принципы построения схем управления лифтами.
3. Контроль положения кабины в шахте.
4. Индуктивные датчики селекции. Принцип работы.
5. Обеспечение безопасности работы лифта.
6. Кинематические схемы лифта.
7. Основное оборудование лифта.

8. Точная остановка лифта.
9. Выбор направления движения.
10. Назначение противовеса.

### Задача 1

Для грузового лифта с двухконцевой подъемной лебедкой, кинематическая схема которой приведена на рис. 2, необходимо выбрать асинхронный двигатель с фазным ротором, построить нагрузочную диаграмму  $M = f(t)$ , проверить двигатель по нагреву и по перегрузочной способности.

Технические данные двигателя приведены в Приложении 1.

Для всех вариантов цикл работы: подъем номинального груза; пауза; спуск пустой кабины; пауза.

Диаметр ведущего шкива  $D_{\text{кш}} = 0,8$  м.

### Методические указания к задаче 1

Технические данные: скорость лифта  $v = 0,75$  м/с; диаметр канатоведущего шкива  $D_{\text{кш}} = 0,8$  м; передаточное число редуктора  $i_p = 50$ ; масса кабины  $m_o = 2000$  кг; масса номинального груза  $m_{\text{ном}} = 3200$  кг; коэффициент уравнивания  $\alpha = 0,45$ ; КПД лифта с учетом трения в направляющих  $\eta_{\text{п.ном}} = 0,7$ ; ускорение при пуске  $a = 0,5$  м/с<sup>2</sup>; число циклов в час  $N_{\text{ц}} = 70$ ; высота подъема 10 м.

1. Время пуска и торможения при заданном ускорении:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{т}} = \frac{v_{\text{ном}}}{a} = \frac{0,75}{0,5} = 1,5 \text{ с}$$

2. Путь проходимый с установившейся скоростью:

$$H_{\text{уст}} = H - 2 \frac{v_{\text{ном}}}{2} t_n = 10 - 2 \frac{0,75}{2} 1,5 = 8,88 \text{ м}$$

3. Время движения с установившейся скоростью:

$$t_{\text{уст}} = \frac{H_{\text{уст}}}{v_{\text{ном}}} = \frac{8,88}{0,75} = 11,84 \text{ с.}$$

Так как  $t_{\text{уст}} \gg t_{\text{п}}$ , то предварительный выбор двигателя можно осуществить по нагрузочной диаграмме исполнительного механизма  $M = f(t)$ . Найдем величины, необходимые для ее построения.

4. Статический момент при подъеме номинального груза определим по (7):

$$M_{\text{ст1}} = \frac{(1 - \alpha) C_{\text{с ном}} D_{\text{кш}}}{2i_{\text{п}} \eta_{\text{п. ном}}} = \frac{(1 - 0,45) 3200 \cdot 9,81 \cdot 0,8}{2 \cdot 50 \cdot 0,7} = 197,3 \text{ Нм}$$

5. Статический момент при спуске пустой кабины по (10):

$$M'_{\text{ст2}} = \frac{-\alpha C_{\text{с ном}} D_{\text{кш}}}{2i_{\text{п}} \eta_{\text{п. ном}}} = -\frac{0,45 \cdot 3200 \cdot 9,81 \cdot 0,8}{2 \cdot 50 \cdot 0,7} = -161,4 \text{ Нм}$$

При торможении двигатель отключается от сети и накладывает механический тормоз. Следовательно, время работы двигателя при подъеме и спуске:

$$6. t_{\text{p1}} = t_{\text{p2}} = t_{\text{уст}} + t_{\text{п}} = 11,84 + 1,5 = 13,34 \text{ с}$$

Время цикла:

$$7. t_{\text{ц}} = \frac{3600}{70} = 51,43 \text{ с}$$

8. Действительная продолжительность включения:

$$ПВ_{\text{д}} = \frac{t_{\text{p1}} + t_{\text{p2}}}{t_{\text{ц}}} \cdot 100\% = \frac{13,34 + 13,34}{51,43} \cdot 100\% = 52\%$$

9. Находим среднеквадратичный момент нагрузки при  $PB_{д} = 52\%$

$$M_{скПВ_{д}} = \sqrt{\frac{(M_{ст1})^2 t_{p1} + (M_{ст2})^2 t_{p2}}{t_{p1} + t_{p2}}} = \sqrt{\frac{197,3^2 \cdot 13,34 + 161,4^2 \cdot 13,34}{13,34 + 13,34}} = 180,2 \text{ Нм}$$

Ближайшая каталожная продолжительность включения  $PB_{ном} = 60\%$ , к этому значению необходимо пересчитать  $M_{скПВ_{д}}$  по формуле (2-18) [2]. Из-за отсутствия информации о номинальных данных для двигателей, предназначенных для подъемно-транспортных установок с  $PB = 15, 25, 60$  и  $100\%$ , пересчет  $M_{скПВ_{д}}$  проводим по  $PB_{ном} = 40\%$ , для которой имеются технические данные двигателей, например, в [3]. Ошибка при определении мощности двигателя будет, но вполне допустимая.

$$M_{скПВ_{ном}} = M_{скПВ_{д}} \sqrt{\frac{PB_{д}}{PB_{ном}}} = 180,2 \cdot \sqrt{\frac{52}{40}} = 205,5 \text{ Нм},$$

Находим требуемую мощность двигателя при  $PB_{ном} = 40\%$

$$P_{тр} = K_3 M_{скПВ_{ном}} \omega_p = 1,3 \cdot 205,5 \cdot 93,75 \cdot 10^{-3} = 25,05 \text{ кВт},$$

$$\text{где } \omega_p = \frac{2v_{ном} i_p}{D_{кш}} = \frac{2 \cdot 0,75 \cdot 50}{0,8} = 93,75 \text{ рад/с},$$

$K_3$  – коэффициент запаса,  $K_3 = 1,1 \div 1,5$ . Учитывает влияние динамических нагрузок. С увеличением  $t_{п}/t_{уст}$  нужно увеличивать ориентировочно, полагая, что при  $t_{п}/t_{уст} < 0,05$  следует брать меньше из указанных значений, а при  $t_{п}/t_{уст} > 0,2 - 0,3$  – большее. В нашем случае  $t_{п}/t_{уст} = 0,11$ , то  $K_3 = 1,3$

Выбираем по каталогу асинхронный двигатель с фазным ротором серии 4МТ (смотри Приложение 3) – 4 МТФ200ЛВ6, который при

$P_{\text{НОМ}} = 40\%$  имеет номинальные данные:  $P_{\text{НОМ}} = 30$  кВт;

$$n_{\text{НОМ}} = 935 \text{ об/мин}; \lambda = \frac{M_{\text{кр}}}{M_{\text{НОМ}}} = 3,0; J_{\text{дв}} = 0,68 \text{ кг/м}^2.$$

Эти данные необходимо использовать для определения суммарного момента инерции электропривода  $J_{\Sigma}$ , построения нагрузочной диаграммы двигателя  $M = f(t)$ , проверки двигателя по нагреву и по перегрузочной стабильности.

Как было сказано выше, что особенностью двухконцевых лебедок является большой момент инерции механизма, превышающий в 2-5 раз момент инерции двигателя [2]. Исходя из этого определяем суммарный момент инерции электропривода  $J_{\Sigma}$ :

$$J_{\Sigma} = J_{\text{дв}} + J_{\text{мех}} = 0,68 + 5 \cdot 0,68 = 4,08 \text{ кгм}$$

Находим динамический момент инерции электропривода:

$$M_{\text{дин}} = J_{\Sigma} \cdot \varepsilon = 4,08 \cdot 62,5 = 255 \text{ Нм}$$

$$\text{где } \varepsilon = \frac{2a i_{\text{р}}}{D_{\text{кш}}} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 50}{0,8} = 62,5 \text{ рад/с}^2$$

Строим нагрузочную диаграмму двигателя  $M = f(t)$  (см. рис. 4)

Используя нагрузочную диаграмму, находим эквивалентный среднеквадратичный момент  $M_{\text{э}}$ :

$$M_{\text{э}} = \sqrt{\frac{(M_1)^2 t_{\text{п}} + (M_2)^2 t_{\text{уст}}}{t_{\text{п}} + t_{\text{уст}}}} = \sqrt{\frac{460,5^2 \cdot 1,5 + 205,5^2 \cdot 11,84}{1,5 + 11,84}} = 246,7 \text{ Нм}$$



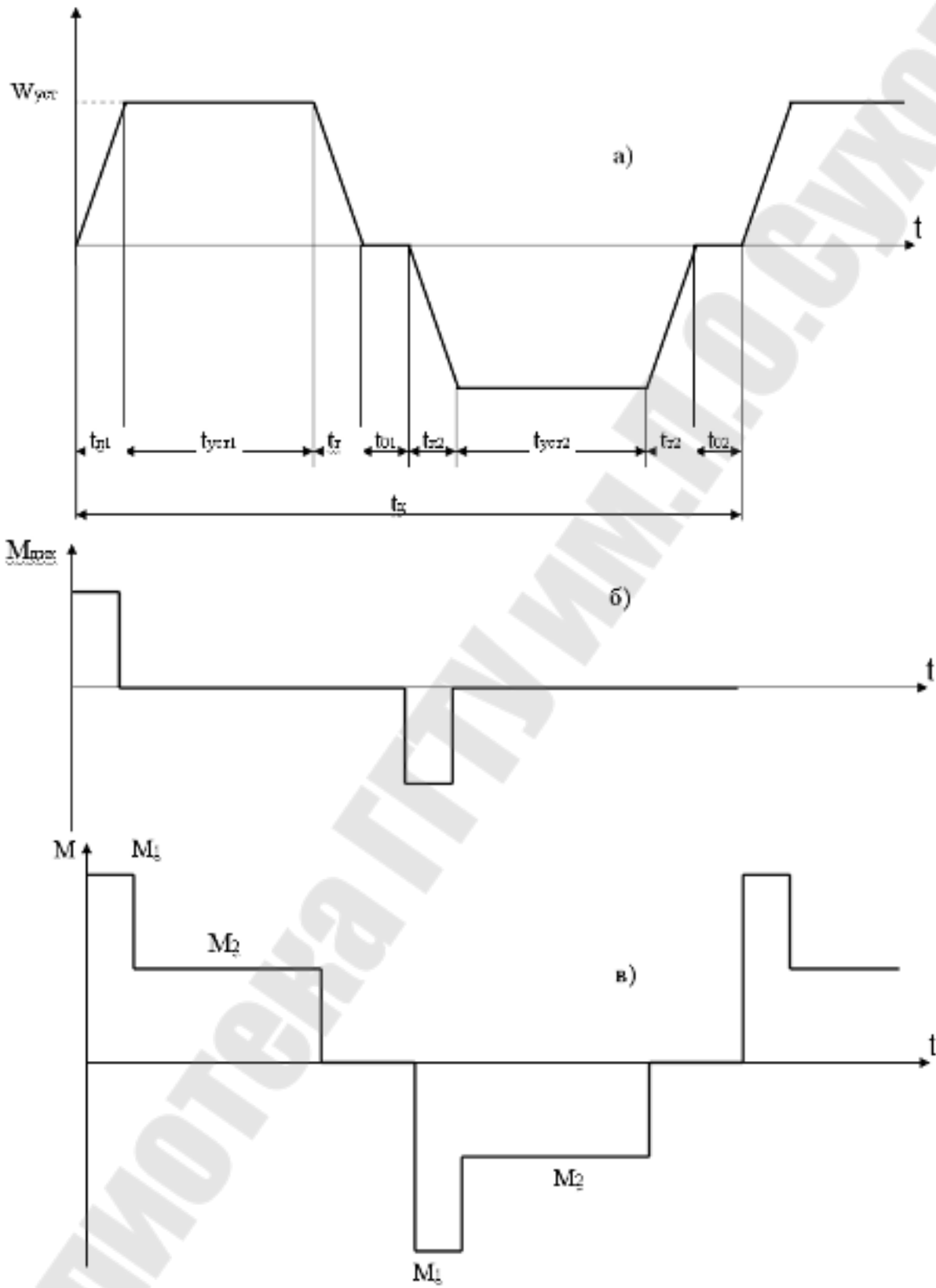


Рис. 4. а) – диаграмма скорости, б) – график динамического момента, в) – график двигателя  $M = f(t)$

Производим проверку выбранного двигателя по нагреву:

$$M_{\text{НОМ}} \geq M \sqrt{\frac{ПВ_{\text{д}}}{ПВ_{\text{НОМ}}}} = 247,6 \sqrt{\frac{52}{40}} = 282,3 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{P_{\text{НОМ}}}{\omega_{\text{НОМ}}} = \frac{30000}{935 \cdot \frac{2\pi}{60}} = \frac{30000}{97,9} = 306,4 \text{ Нм}$$

$306,4 > 282,3$ , следовательно выбранный двигатель по нагреву проходит.

Осуществляем проверку двигателя по перегрузочной способности. Для этого максимально допустимый момент двигателя  $M_{\text{max}}$  сопоставляется с максимальным моментом  $M_1$ , взятым из найденной зависимости  $M(t)$ . Должно выполняться условие:

$$M_{\text{max}} \geq M_1$$

$932 > 460,5$ , следовательно выбранный двигатель удовлетворяет по перегрузочной способности. Если соотношение  $M_{\text{max}} \geq M_1$  не выполняется, то двигатель не обеспечит ускорение на участке разгона. В этом случае необходимо выбирать другой двигатель.

### **Статические и динамические нагрузки конвейерных линий.**

Наиболее распространенными механизмами непрерывного транспорта являются конвейеры различных типов, конструкция которых определяется главным образом характером перемещаемых грузов, весом и скоростью их движения. Сыпучие грузы перемещаются ленточными конвейерами, штучные – пластинчатыми, роликовыми и подвесными. Среди конвейеров промышленных предприятий чаще других можно встретить ленточные и подвесные конвейеры: первые – на металлургических заводах, горных разработках, топливоподачах электростанций, вторые – на машиностроительных заводах, а также химических, красильных и других цехах.

Основной конструктивной частью механизмов непрерывного транспорта и, в частности, любого конвейера является замкнутый, непрерывно движущийся в процессе работы тяговый орган, который выполняется из ленты специального изготовления (текстильной, про-

резиненной, стальной и т.п.), цепей или канатов. Применение той или иной конструкции тягового органа обуславливается не только характером перемещаемого груза, но и условиями окружающей среды, в которых работает механизм. Тяговый орган обычно приводится в движение через ведущие барабаны, звездочки, многогранные блоки и подобные им устройства посредством электрических двигателей.

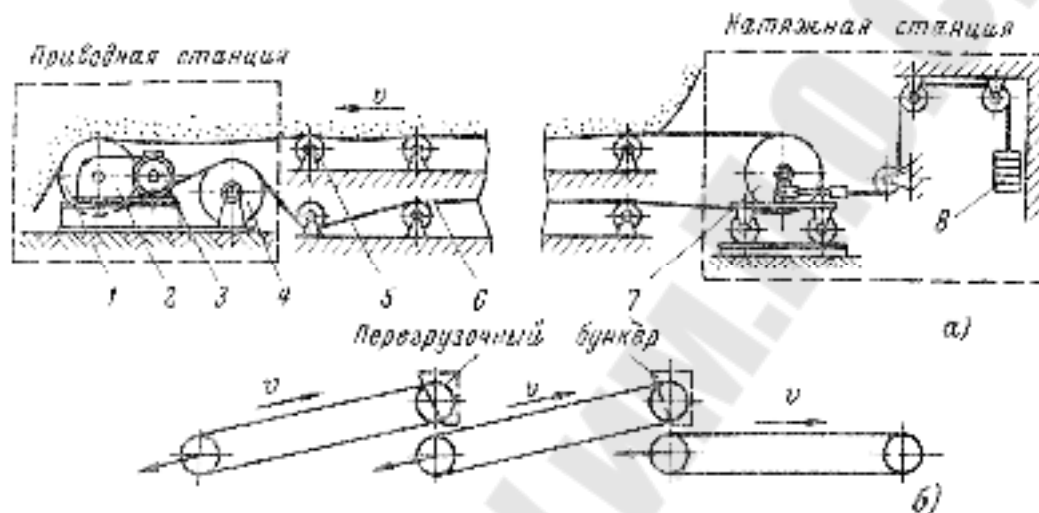


Рис. 5. Кинематическая схема односекционного (а) и многосекционного (б) ленточных конвейеров.

В подавляющем большинстве ленточных конвейеров (рис. 5а) лента – 6 одновременно выполняет функцию несущего и тягового органов. В конструкцию такого конвейера входят следующие элементы: приводной барабан – 1; натяжной барабан – 7; отводной барабан – 4; подвижные опорные элементы – ролики – 5. Приводной барабан совместно с редуктором – 2 и двигателем – 3 образует приводную станцию. Натяжной барабан совместно с устройством – 8, создающим усилия на его оси, образует натяжное устройство, или натяжную станцию. По сравнению с другими типами конвейеров, предназначенных для транспортировки грузов, ленточный конвейер характеризуется наибольшей скоростью и производительностью. Современные ленточные конвейеры, работающие на открытых разработках полезных ископаемых, обеспечивают производительность до 20 тыс. тонн/час – при скорости ленты до 6 м/с. Мощность привода наиболее крупных конвейеров может достигать 2000-3000 кВт. Ленточные конвейеры, обладая высокими скоростями, производительностью и значительной протяженностью, в состоянии конкурировать с автомобильным и железнодорожным транспортом.

При движении конвейера приводной двигатель должен преодолевать статическую нагрузку, обусловленную силами трения во всех движущихся элементах, а также составляющую силы тяжести транспортируемого груза на наклонных участках конвейера. Силы трения возникают в подшипниках вращающихся элементов, в местах контакта роликов и катков с опорой, в тяговом элементе при его изгибах. Они, вследствие значительной протяженности конвейера и большого количества движущихся элементов, составляют значительную часть суммарной статической нагрузки, а для горизонтальных конвейеров определяют всю статическую нагрузку привода. Поэтому расчеты сил трения при проектировании электроприводов конвейеров следует выполнять весьма тщательно, так как именно эти силы определяют необходимую мощность и количество приводных двигателей.

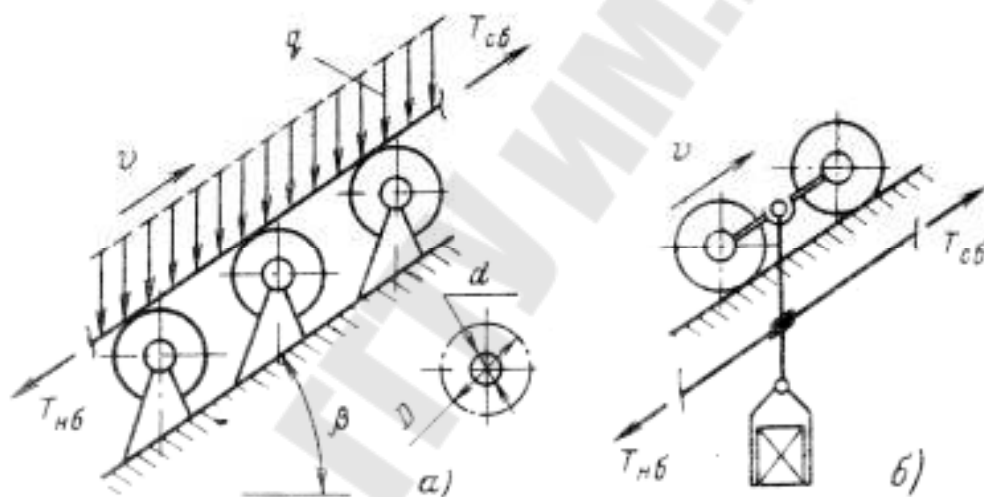


Рис. 6. Прямолинейные участки ленточного (а), цепного и канатного (б) конвейеров.

Силы сопротивления движению конвейера можно разделить на две категории: силы, независящие от натяжения тягового элемента, и силы, зависящие от натяжения. Первые возникают на прямолинейных горизонтальных и наклонных участках и распределены по участку равномерно (рис. 6). Вторые возникают на участках изгиба тягового элемента и сосредоточены в рамках дуги этого участка (рис. 7). В соответствии с (рис. 6) сила сопротивления движению на прямолинейном участке определяется следующим образом:

$$\Delta F_{\pi} = C_{\pi} q l \cos \beta + q l \sin \beta = q l (C_{\pi} \cos \beta + \sin \beta), (14)$$

где  $q$  – весовая нагрузка на 1 м пути;  
 $l$  – длина участка;  
 $C_{\pi} = K_{\pi} (\mu d/D + 2f/D)$  – результирующий коэффициент сопротивления движению на прямолинейном участке;  
 $K_{\pi} = 1,1 \div 1,3$ ;  
 $\mu$  – коэффициент трения в подшипниках;  
 $f$  – коэффициент трения качения роликов и катков.

Первое слагаемое в (14) обусловлено потерями трения, а второе – составляющей веса перемещаемого по наклонному участку – конвейера груза. При этом в расчетах следует принимать  $\sin \beta > 0$  при движении на подъем и  $\sin \beta < 0$  при движении на спуск. Значения  $\mu$  и  $f$  приводятся в справочной литературе и зависят от типа подшипников, роликов, катков и опор. В приближенных расчетах можно пользоваться значениями  $C_{\pi}$ , приведенными в таблице 1.

Таблица 1.

Значения результирующего коэффициента  $C_{\pi}$  для конвейеров на подшипниках качения.

Тип конвейера	$C_{\pi} \cdot 10^{-2}$
Канатная дорога	0,6-0,7
Ленточные и цепные конвейеры	2,0-2,5

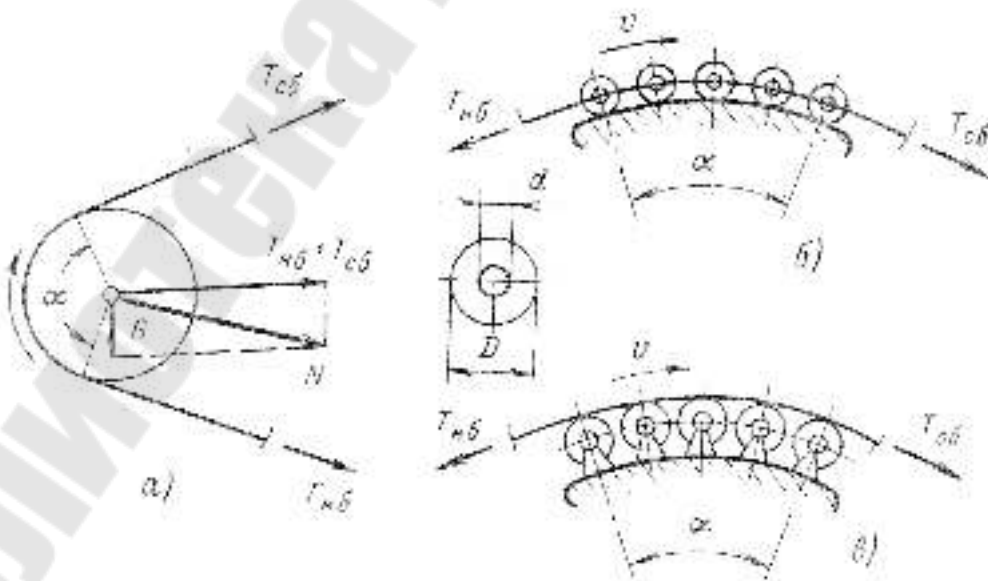


Рис. 7. Участки изгиба тягового элемента на блоке (а), шине (б) и батарее роликов (в).

На участках изгиба (рис. 7) сила сопротивления движению  $\Delta F_{и}$  состоит из двух слагаемых: силы от изгиба тягового элемента, пропорциональной натяжению в набегающей точке участка  $T_{нб}$  и сила трения в подшипниках блоков или роликов, пропорциональной равнодействующей силе  $N$  на участке. Следовательно,

$$\Delta F_{и} = \varepsilon T_{нб} + N\mu d/D, \quad (15)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент сопротивления от изгиба тягового элемента. В конвейерных установках обычно выполняются условия:

$$T_{нб} \gg C_s \text{ (рис.7);}$$

$$\Delta F_{и} \ll T_{нб}.$$

Поэтому при определении равнодействующей  $N$  можно пренебречь весом блока  $C_s$  и принять, что натяжения в набегающей  $T_{нб}$  и сбегающей  $T_{сб}$  точках участка равны. Тогда выражение (15) приводится к виду:

$$\Delta F_{и} \approx C_{и} T_{нб},$$

где  $C_{и} = \varepsilon + 2\mu \frac{d}{D} \sin \frac{\alpha}{2}$  – результирующий коэффициент сопротивления на участке изгиба. Значения коэффициента  $C_{и}$  для различных конструктивных исполнений тягового элемента конвейера приведены в таблице 2.

Таблица 2.

Значения результирующего коэффициента сопротивления движению  $C_{п}$  на участках изгиба трассы конвейера.

Вид участка изгиба трассы	№ рисунка	Угол обхвата $\alpha$	$C_{п} \cdot 10^{-2}$
Звездочка с цепью и шкив с канатом	7,а	90-180°	2-3
Барaban с лентой	7,а	90-180°	4-6
Цепь с катками на шине	7,б	20-45°	1,2-3
Лента на роликовой батарее	7,б	20-45°	1,2-3
Цепь на роликовой батарее	7,в	30-60°	2,5-3,7

Сила сопротивления вызывает увеличение натяжения тягового элемента на каждом участке.

Для прямолинейного участка:

$$T_{сб} = T_{нб} + \Delta F_{п}, \quad (17)$$

для участка изгиба:

$$T_{сб} = T_{нб} + \Delta F_{и} = K_{и} T_{нб}, \quad (18)$$

где  $K_{и} = 1 + C_{и}$  – коэффициент увеличения натяжения на данном участке.

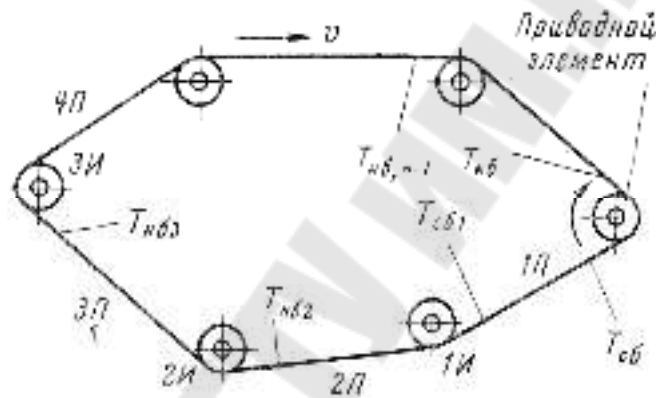


Рис. 8. Общая схема конвейерной линии.

В общем случае конвейер может состоять из многих участков (рис. 8). Поскольку прямолинейные участки отделяются друг от друга участками изгиба, то по всей замкнутой конвейерной линии имеется одинаковое число  $n$  прямолинейных и криволинейных участков.

Таким образом, результирующая сила сопротивления движению определяется как сумма сил всех участков:

$$F_{ст} = \sum_{i=1}^n \Delta F_{пi} + \sum_{i=1}^n \Delta F_{иi} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot l_i \cdot (C_{п} \cos \beta_i + \sin \beta_i) + \sum_{i=1}^n C_{иi} T_{нбi}, \quad (19)$$

Так как силу  $F_{ст}$  должен преодолеть приводной элемент, то очевидно, что при установившемся движении разность натяжений на нем уравнивается силой сопротивления:

$$F_{ст} = T_{нб} - T_{сб}, \quad (20)$$

Второе слагаемое в (19) зависит от натяжения, по этому для расчета  $F_{ст}$  необходимо последовательно определять натяжения на всех участках. При этом должно быть известно заранее натяжение в какой либо точке тягового органа, которое и принимается за исходную в расчете. Допустим, что нам известно место расположение приводного элемента и натяжение на его сбегавшей точке. Следуя от этой точки по направлению движения тягового элемента, пронумеруем все прямолинейные участки П и участки изгиба И, как это показано на рис. 8. В соответствии с (19) и рис. 8, определив последовательно натяжения на входе участков изгиба, выразим  $T_{нб}$  на приводном элементе через исходно принятое значение  $T_{сб}$ :

$$\begin{aligned}
 T_{нб1} &= T_{сб} + \Delta F_{п1}; \\
 T_{нб2} &= T_{нб1} K_{и1} + \Delta F_{п2} = T_{сб} K_{и1} + \Delta F_{п2} + \Delta F_{п1} K_{и1}; \\
 T_{нб3} &= T_{нб2} K_{и2} + \Delta F_{п3} = T_{сб} K_{и1} K_{и2} + \Delta F_{п3} + \Delta F_{п2} K_{и2} + \Delta F_{п1} K_{и1} K_{и2} \\
 &\dots\dots\dots \\
 T_{нбn} &= T_{нб} = T_{сб} K_{и1} K_{и2} \dots K_{ин-1} + \Delta F_{пn} + \Delta F_{пn-1} K_{ин-1} + \dots \\
 &+ \Delta F_{п1} K_{и1} K_{и2} \dots K_{ин-1}
 \end{aligned}$$

Полученное выражение для  $T_{нб}$  в свернутой форме имеет вид:

$$T_{нб} = K_{и} T_{сб} + F'_{п}, \quad (21)$$

$$\text{где } K_{и} = \prod_{i=1}^{n-1} K_{иi}, \quad (22)$$

$$F'_{п} = \Delta F_{пn} + \Delta F_{пn-1} K_{ин-1} + \Delta F_{пn-2} K_{ин-2} K_{ин-3} + \dots + \Delta F_{п1} K_{и1} \dots K_{ин-1}, \quad (23)$$

Объединяя (20) и (2), получаем:

$$F_{ст} = T_{нб} - T_{сб} = (K_{и} - 1) T_{сб} + F'_{п}, \quad (24)$$

Выражение (24) позволяет при известном значении  $T_{сб}$  определить результирующую силу сопротивления движению без расчетов натяжений на всех промежуточных участках. Однако значение  $T_{сб}$  заранее не известно и должно быть определено из дополнительных условий.



Для ленточных и канатных конвейеров на  $T_{сб}$  и  $T_{сб}$  накладывається условие Эйлера, исключающее пробуксовывание тягового элемента относительно приводного:

$$T_{нб} / T_{сб} < e^{\mu\alpha}, \quad (25)$$

где  $\alpha$  – угол обхвата приводного элемента;  
 $\mu$  – коэффициент трения между тяговым и приводным элементами.  $\mu$  – определяется из таблицы 3.

Таблица 3.

Коэффициент трения  $\mu$  между тяговым и приводным элементами.

Тип конвейера	$\mu$
Ленточный	0,1-0,3
Канатная дорога	0,12-0,25

Соотношение (25) совместно с (21) дает условия для выбора значения  $T_{сб}$

$$T_{сб} > F_{п}' / (e^{\mu\alpha} - K_{и}), \quad (26)$$

Выбираемое по (26) значение  $T_{сб}$  должно иметь определенное превышение над правой частью неравенства (26), учитывающее возможные изменения коэффициента трения  $\mu$  в условиях эксплуатации, а также динамические нагрузки при пуске конвейера.

Выбрав согласно (26) значение  $T_{сб}$ , определим минимальное натяжение  $T_0$ , которое также должно удовлетворять условию допустимого провиса тягового органа. Таким образом, задача по определению статической нагрузки приводной станции конвейера оказывается комплексной. В процессе расчета силы сопротивления движению одновременно определяется минимальное необходимое натяжение тягового элемента и точка его месторасположения на конвейерной линии. Эта точка оказывается оптимальным местом расположения натяжного устройства, так как при этом от него потребуется минимальное усилие.

Динамические нагрузки привода конвейера возникают в процессе пуска и определяются движущимися массами собственно конвейера и его приводной станции.

$$F_{\text{дин}} = \sum_{i=1}^n m_i a_{\text{п}} + \left[ J_{\text{дв}} (i_{\text{р}})^2 + J_{\text{п}} \right] \frac{a_{\text{п}}}{(R_{\text{п}})^2}, \quad (27)$$

где  $F_{\text{дин}}$  – динамическая сила на обводе приводного элемента с радиусом  $R_{\text{п}}$ ;

$m_i$  – движущаяся масса одного прямолинейного участка совместно с массой предшествующего участка изгиба;

$J_{\text{дв}}, J_{\text{п}}$  – моменты инерции двигателя и приводного элемента;

$i_{\text{р}}$  – передаточное число редуктора приводной станции;

$a_{\text{п}}$  – ускорение конвейера при пуске.

Для тяжелых конвейеров динамическое усилие за счет большой поступательно движущейся массы может оказаться значительным и существенно превосходить силу статического сопротивления. При этом слагаемое в (27), вызванное поступательно движущимися массами может составлять 90% и более результирующего динамического усилия. Пуски конвейера с длительным режимом работы осуществляются редко и, как правило, вхолостую. Тем не менее высокий уровень динамических нагрузок и возможность пуска под нагрузкой после аварийной остановки вынуждает учитывать в расчетах силу  $F_{\text{дин}}$ . Так как при пуске результирующее усилие привода  $F = F_{\text{ст}} + F_{\text{дин}}$  возрастает, то увеличивается максимальное натяжение в тяговом элементе за счет дополнительного приращения натяжения на каждом участке:

$$T_{\text{сб}i} = T_{\text{нб}i} + \Delta F_{\text{п}i} + m_i a_{\text{п}}, \quad (28)$$

С учетом (28) результирующее натяжение на набегающем крае приводного элемента по сравнению с установившимся режимом (21) повышается:

$$T_{\text{нб}} = K_{\text{и}} T_{\text{сб}} + F_{\text{п}}' + m_{\Sigma}' a_{\text{п}}, \quad (29)$$

где  $m_{\Sigma}'$  – расчетная суммарная масса, определяется выражением:

$$m'_{\Sigma} = m_{\Pi} + m_{n-1}K_{ин-1} + \dots + m_1K_{и1}K_{и2} \dots K_{ин-1}, \quad (30)$$

Следовательно, условие (26) выбора значения  $T_{сб}$  для ленточных и канатных конвейеров должно быть скорректировано с учетом (29):

$$T_{сб} \geq (F'_{\Pi} + m'_{\Sigma}a_{\Pi})/e^{\mu\alpha} - K_{и}, \quad (31)$$

Таким образом, динамические нагрузки при пуске конвейера могут существенно повысить как максимальное натяжение в тяговом элементе, так и необходимое значение предварительного натяжения  $T_0$ . Чтобы исключить высокий уровень  $T_0$  в установившемся режиме для крупных конвейерных линий применяют вспомогательное натяжное устройство, которое создает дополнительное натяжение только на период пуска конвейера.

### **Определение мощности и месторасположения приводных станций конвейеров.**

Мощность приводной станции определяется в соответствии с расчетной статической нагрузкой  $F_{ст}$  и заданной скоростью движения конвейера  $v$ :

$$P_c = K_3 \frac{F_{ст} v}{\eta} = K_3 \frac{(T_{нб} - T_{сб})}{\eta_p}, \quad (32)$$

где  $K_3 \approx$  коэффициент запаса, учитывающий неточности расчета сопротивления.

$\eta_p$  – К.П.Д. редуктора приводной станции,  $\eta_p$  – определяется из таблицы 4[4].

Таблица 4

Средние величины коэффициентов полезного действия.

Элементы приводного механизма (тип передачи)	К.П.Д. при подшипниках валов	
	скольжения	качения
Зубчатая передача цилиндрическая с фрезерованным зубом, закрытая в редукторе с масляной ванной	0,95	0,98
То же, коническая	0,94	0,97
Зубчатая передача цилиндрическая с фрезерованным зубом, открытая с густой смазкой	0,93	0,96
То же, коническая	0,92	0,95
Червячная передача однозаходная в редукторе	0,60	0,65
То же, двухзаходная	0,72	0,77
То же, трехзаходная	0,80	0,85
Цепная передача, открытая (цепь роликовая)	0,92	0,95
Клиноременная передача	0,93	0,96

Момент сопротивления на валу двигателей приводной станции при известном отношении редуктора  $i_p$  определяется по формуле:

$$M_{ст} = K_3 \frac{F_{ст} D}{2i_p \eta_p}, \quad (33)$$

где  $D$  – диаметр приводного элемента.

Номинальная мощность двигателей выбирается из условия:

$$P_{ном} \geq P_c, \quad (34)$$

Силы трения покоя существенно больше чем силы трения при движении конвейера, поэтому для конвейерных установок характерны повышенные моменты трогания, которые для наружных установок дополнительно возрастают в зимнее время. Это обстоятельство учи-

тывается выбором приводного двигателя с повышенным пусковым моментом, обеспечивающим надежный пуск конвейера при возможном снижении напряжения питающей сети на 10%.

При изложении теоретического материала место расположения приводной станции принималось заданным (см. рис. 8). Величины  $T_0$ ,  $T_{сб}$ ,  $T_{нб}$  и  $F_{ст}$  в общем случае зависят от места расположения приводной станции, и привод целесообразно располагать в такой точке трассы конвейера, которая обеспечивала бы минимум как максимального напряжения тягового органа  $T_{max}$ , так и его среднего значения по замкнутому контуру  $T_{cp} = \frac{1}{l_{cp}} \oint T dl$ . Это условие соответствует также

минимально возможному сечению тягового элемента и наименьшей статической нагрузке привода. Поэтому такое местоположение приводной станции можно считать оптимальным. Для общего случая конвейерной трассы со сложной конфигурацией определить заранее однозначно оптимальное месторасположение привода не удастся. В этом случае рассматривается несколько вариантов расположения приводной станции и принимается тот из них, для которого оказывается наименьшими  $T_{max}$  и  $T_{cp}$ .

При выборе вариантов исходят из следующих соображений. Привод должен устанавливаться в конце рабочего участка. Это позволяет разгрузить последующую холостую ветвь конвейера от больших натяжений рабочего участка. Если в конвейере несколько рабочих участков, то к рассмотрению отбирают наиболее тяжелый, на котором происходит максимальное нарастание натяжения, а также участок, предшествующий самой длинной холостой ветви. Тогда, располагая привод в конце самого тяжелого участка, можно существенно уменьшить максимальное натяжение на последующих рабочих участках. Размещение привода перед самой длинной холостой ветвью позволяет снизить среднее по трассе натяжение.

В конкретных условиях для многих конвейеров задача по определению местоположения приводной станции решается просто и однозначно без предварительных расчетов. Так, для ленточных и канатных конвейеров, выполняемых обычно в односекционном варианте и имеющих одну рабочую (прямую) и одну холостую (обратную) ветви, привод располагается в конце рабочей ветви. При этом выполняется сформулированное выше условие в отношении натяжений тягового органа.

## Контрольные вопросы к задаче 2

1. Типы конвейеров.
2. Требования, предъявляемые к электроприводам конвейеров.
3. Основные схемы электроприводов, используемых в конвейерных линиях.
4. Схема узла контроля пуска конвейера.
5. Особенности двигателей, применяемых в конвейерах.
6. Обеспечение плавности пуска мощных конвейеров.
7. Решение проблемы согласованного движения конвейеров, входящих в единый производственный процесс.
8. Исключение завалов перегрузочных устройств в многосекционном ленточном конвейере.
9. Защитные блокировки в схемах автоматизации конвейерных линий.
10. Определение месторасположения приводной станции конвейера.

### Задача 2

Для конвейера, расчетная схема которого представлены на рис. 9, требуется рассчитать мощность приводной станции, выбрать двигатель и редуктор.

Технические данные конвейерной линии приведены в Приложении 2.

Для всех вариантов диаметр приводного барабана  $D_{\Pi} = 0,8$  м.

### Методические указания к задаче 2

Технические данные конвейера: производительность  $P = 80000$  кг/ч; скорость  $v = 0,9$  м/с; масса одного метра ленты  $m_o^* = 10$  кг/м; углы обхвата приводного барабана  $\alpha_{\Pi} = 210^\circ$  и натяжного барабана  $\alpha_{\Pi} = 180^\circ$ ; длины и углы наклона к горизонту  $l_{12} = 0,8$  м;  $l_{34} = 90$  м;  $l_{56} = 88$  м;  $l_{78} = 3$  м;  $\beta_{34} = \beta_{56} = 15^\circ$ ;  $\beta_{12} = -30^\circ$ ;  $\beta_{78} = 0$ ; допускаемое ускорение  $a_{\text{доп}} = 0,5$  м/с<sup>2</sup>.

Согласно табл. 1 – 4 принимаем значения коэффициентов трения, сопротивления движению  $\mu = 0,1$ ;  $C_{\Pi} = 0,025$ ;  $K_{и1} = 1 + C_{и2} = 1,05$ ;  $K_{и3} = 1 + C_{и3} = 1,02$ ;  $K_{и4} = 1 + C_{и4} = 1,05$ .

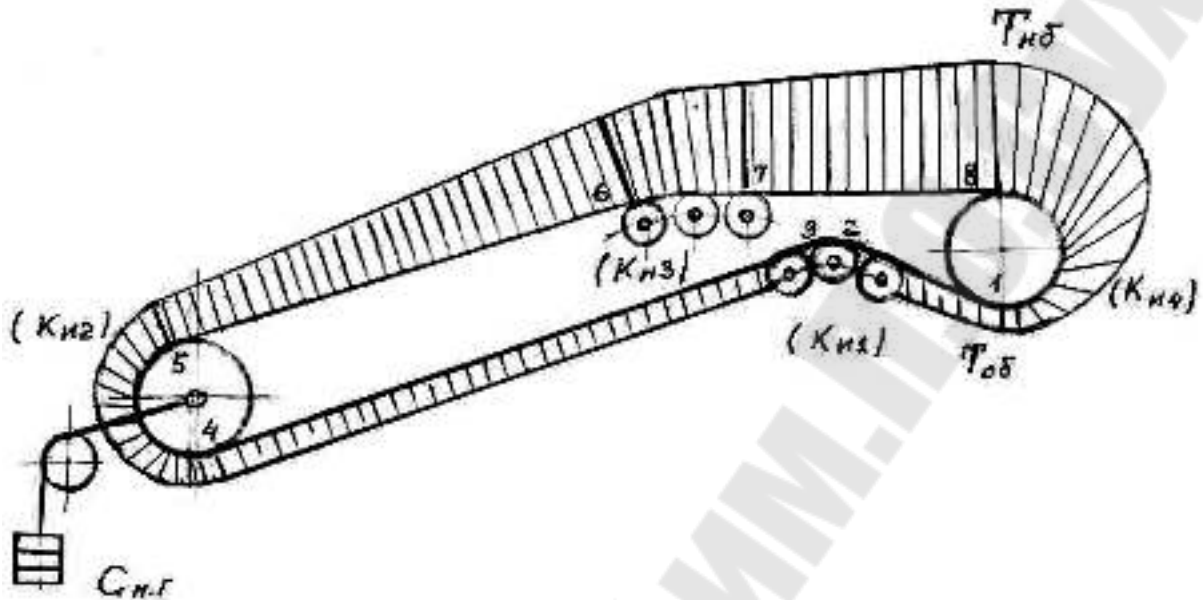


Рис. 9. Эпюра натяжения ленточного конвейера.

1. Масса 1 м транспортируемого груза в соответствии с заданной производительностью

$$m_2^* = \frac{\Pi}{3600v} = \frac{80000}{3600 \cdot 0,9} = 24,9 \text{ кг/м}$$

2. Находим массы участков конвейера:

$$m_{12} = m_0^* \ell_{12} = 10 \cdot 0,8 = 8 \text{ кг};$$

$$m_{34} = m_0^* \ell_{34} = 10 \cdot 90 = 900 \text{ кг};$$

$$m_{56} = (m_0^* + m_2^*) \ell_{56} = (10 + 24,9) \cdot 88 = 3071 \text{ кг};$$

$$m_{78} = (m_0^* + m_2^*) \ell_{78} = (10 + 24,9) \cdot 3 = 104,7 \text{ кг};$$

3. Расчетная суммарная масса (30)

$$\begin{aligned} m_{\Sigma} &= m_{78} + m_{56} K_{и3} + m_{34} K_{и3} K_{и2} + m_{12} K_{и3} K_{и2} K_{и1} = \\ &= 104,7 + 3071 \cdot 1,02 + 900 \cdot 1,02 \cdot 1,05 + 8 \cdot 1,02 \cdot 1,05 \cdot 1,02 = 4209 \text{ кг} \end{aligned}$$

4. В соответствии с (14) рассчитываются силы сопротивления движению на прямолинейных участках:

$$\Delta F_{12} = q_0 \ell_{12} (C_{\pi} \cdot \cos \beta_{12} - \sin \beta_{12}) = 9,81 \cdot 8 \cdot (0,025 \cdot 0,87 + 0,5) = 41 \text{ Н};$$

$$\Delta F_{34} = q_0 \cdot \ell_{34} (C_{\pi} \cos \beta_{34} - \sin \beta_{34}) = 9,81 \cdot 900 \cdot (0,025 \cdot 0,97 - 0,26) = -2081,4 \text{ Н};$$

$$\Delta F_{56} = (q_0 + q_1) \ell_{56} (C_{\pi} \cos \beta_{56} - \sin \beta_{56}) = 9,81 \cdot 3071 \cdot (0,025 \cdot 0,97 + 0,26) = 8563,5 \text{ Н};$$

$$\Delta F_{78} = 9,81 \cdot 104,7 \cdot 0,025 = 25,68 \text{ Н};$$

5. Расчетное результирующее усилие на прямолинейных участках трассы (23):

$$F'_{\pi} = \Delta F_{78} + \Delta F_{56} K_{и3} + \Delta F_{34} K_{и3} K_{и2} + \Delta F_{12} K_{и3} K_{и2} K_{и1} = 25,68 + 8563,5 \cdot 1,02 - 2081,4 \cdot 1,02 \cdot 1,05 + 41 \cdot 1,02 \cdot 1,05 \cdot 1,02 = 6576 \text{ Н};$$

Найденные значения  $m'_{\Sigma}$  и  $F'_{\pi}$  позволяют рассчитать по (31) минимально допустимое натяжение в точке сбегания ленты с приводного барабана

$$T_{сбmin} = \frac{F'_{\pi} + m'_{\Sigma} a_{доп}}{e^{\mu \alpha} - K_{и1} K_{и2} K_{и3}} = \frac{6576 + 4209 \cdot 0,5}{e^{0,1 \cdot 3,66} - 1,02 \cdot 1,05 \cdot 1,02} = 24965 \text{ Н}$$

Так как при определении  $m'_{\Sigma}$  не учитывались массы барабанов, опорных роликов, ротора двигателя, то  $T_{сб}$  следует принять с некоторым запасом относительно значения  $T_{сбmin}$

$$T_{сб} \approx 1,2 T_{сбmin} = 1,2 \cdot 24965 = 29958 \text{ Н}$$

Для определения предварительного натяжения ленты, обеспечивающего принятое значение  $T_{сб}$ , определим минимальное натяжение, которое имеет место в точке 4 (рис. 9)

$$T_4 = T_0 = (T_{сб} + \Delta F_{12}) K_{и1} + \Delta F_{34} = (29958 + 41) \cdot 1,02 - 2081,4 = 28516 \text{ Н}$$



Для создания такого натяжения потребуется груз весом  $C_{сн.г} 2T_0 = 57032 \text{ Н}$ . Максимальное натяжение имеет место в набегающей точке приводного барабана и определяется по (29)

$$T_{нб} = K_{и} T_{сб} + F_{п}' + m_{\Sigma}' a_{доп} = 1,1 \cdot 29958 + 6576 + 4209 \cdot 0,5 = 41634 \text{ Н}$$

Согласно (32) рассчитывается мощность приводной станции конвейера:

$$P_c = K_3 \frac{T_{нб} - T_{сб}}{\eta_p \eta_{кр}} = 1,2 \frac{41634 - 28516}{0,96 \cdot 0,95} = 17,3 \text{ кВт}$$

С целью уменьшения передаточного числа редуктора и уменьшения его веса вводим клиноременную передачу между двигателем и редуктором с передаточным отношением  $2 \div 3$ . Редуктор выбираем ЦДН – цилиндрический двухступенчатый горизонтальный с зубчатым зацеплением Новикова по Приложению 4 К.П.Д. редуктора  $\eta_p = 0,96$  [6], К.П.Д. клиноременной передачи  $\eta_{кр} = 0,95$  [7]. Выбор двигателя осуществляем по Приложению 5 – 4AP180M6Y3.

Данные для задачи № 1

№ Задания	Высота подъема, м	Скорость, м/с	Ускорение при пуске, м/с <sup>2</sup>	Масса кабины, кг	Коэффициент уравновешивания	Общий КПД лифта	Число циклов в час	Грузоподъемность, кг	Передачное число редуктора, ip
1	9	0,5	0,5	2000	0,45	0,7	65	500	53
2	9	0,5	0,5	2000	0,45	0,7	65	1000	53
3	9	0,5	0,5	2000	0,45	0,7	65	2000	53
4	9	0,5	0,5	2000	0,45	0,7	65	3200	53
5	9	0,25	0,5	2000	0,45	0,7	65	5000	53
6	10	0,75	0,5	2000	0,47	0,71	66	500	54
7	10	0,75	0,5	2000	0,47	0,71	66	1000	54
8	10	0,75	0,5	2000	0,47	0,71	66	2000	54
9	10	0,75	0,5	2000	0,47	0,71	66	3200	54
10	10	0,25	0,5	2000	0,47	0,71	66	5000	54
11	11	0,5	0,5	2000	0,48	0,72	67	500	55
12	11	0,5	0,5	2000	0,48	0,72	67	1000	55
13	11	0,5	0,5	2000	0,48	0,72	67	2000	55
14	11	0,5	0,5	2000	0,48	0,72	67	3200	55
15	11	0,25	0,5	2000	0,48	0,72	67	5000	55
16	12	0,75	0,5	2000	0,49	0,69	64	500	52
17	12	0,75	0,5	2000	0,49	0,69	64	1000	52
18	12	0,75	0,5	2000	0,49	0,69	64	2000	52
19	12	0,75	0,5	2000	0,49	0,69	64	3200	52
20	12	0,25	0,5	2000	0,49	0,69	64	5000	52
21	13	0,5	0,5	2000	0,5	0,7	63	500	51
22	13	0,5	0,5	2000	0,5	0,7	63	1000	51
23	13	0,5	0,5	2000	0,5	0,7	63	2000	51
24	13	0,5	0,5	2000	0,5	0,7	63	3200	51
25	13	0,25	0,5	2000	0,5	0,7	63	5000	51
26	14	0,75	0,5	2000	0,51	0,73	68	500	56
27	14	0,75	0,5	2000	0,51	0,73	68	1000	56
28	14	0,75	0,5	2000	0,51	0,73	68	2000	56
29	14	0,75	0,5	2000	0,51	0,73	68	3200	56
30	14	0,25	0,5	2000	0,51	0,73	68	5000	56

Данные для задачи № 2

№ Задания	Производительность, кг/ч	Скорость, м/с	Допустимое ускорение, м/с <sup>2</sup>	Масса одного метра ленты т0*, кг/м	Длины участков, м				Углы наклона, град.	
					ℓ <sub>12</sub>	ℓ <sub>34</sub>	ℓ <sub>56</sub>	ℓ <sub>78</sub>	β <sub>34</sub> =β <sub>56</sub>	β <sub>12</sub>
1	60000	0,6	0,4	9	0,8	80	78	3	15°	-30°
2	61000	0,7	0,5	10	0,8	85	83	3	15°	-30°
3	62000	0,8	0,4	11	0,8	90	88	3	15°	-30°
4	63000	0,9	0,5	9	0,8	95	93	3	15°	-30°
5	64000	1	0,4	10	0,8	100	98	3	15°	-30°
6	65000	0,65	0,5	11	0,8	80	78	3	15°	-30°
7	66000	0,75	0,4	9	0,8	85	83	3	15°	-30°
8	67000	0,95	0,5	10	0,8	90	88	3	15°	-30°
9	68000	0,6	0,4	11	0,8	95	93	3	15°	-30°
10	69000	0,7	0,5	9	0,8	100	98	3	15°	-30°
11	70000	0,8	0,4	10	0,8	80	78	3	15°	-30°
12	71000	0,9	0,5	11	0,8	85	83	3	15°	-30°
13	72000	1	0,4	9	0,8	90	88	3	15°	-30°
14	73000	0,65	0,5	10	0,8	95	93	3	15°	-30°
15	74000	0,75	0,4	11	0,8	100	98	3	15°	-30°
16	75000	0,85	0,5	9	0,8	80	78	3	15°	-30°
17	76000	0,95	0,4	10	0,8	85	83	3	15°	-30°
18	77000	0,6	0,5	11	0,8	90	88	3	15°	-30°
19	78000	0,7	0,4	9	0,8	95	93	3	15°	-30°
20	79000	0,8	0,5	10	0,8	100	98	3	15°	-30°
21	80000	0,9	0,4	11	0,8	80	78	3	15°	-30°
22	81000	1	0,5	9	0,8	85	83	3	15°	-30°
23	82000	0,65	0,4	10	0,8	90	88	3	15°	-30°
24	83000	0,75	0,5	11	0,8	95	93	3	15°	-30°
25	84000	0,85	0,4	9	0,8	100	98	3	15°	-30°
26	85000	0,95	0,5	10	0,8	80	78	3	15°	-30°
27	86000	0,6	0,4	11	0,8	85	83	3	15°	-30°
28	87000	0,7	0,5	9	0,8	90	88	3	15°	-30°
29	88000	0,8	0,4	10	0,8	95	93	3	15°	-30°
30	89000	0,9	0,5	11	0,8	100	98	3	15°	-30°

Примечание для всех вариантов угол наклона участка ℓ<sub>78</sub> к горизонту β<sub>78</sub>=0

**Технические данные электродвигателей серии 4МТ  
с фазным ротором,  
ПВ=40%, 380 В, 50 Гц.**

Тип двигателя	Число полюсов	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Ток статора, А	cosφ	Максимальный момент, Н·м	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>	
							2р=4 2р=6	2р=8 2р=10
4МТF(Н)112L4	4	3,7	1370	10,5	0,82	57	0,035	-
4МТF(Н)112LB4	4	5,5	1390	15	0,81	94	0,045	-
4МТF(Н)132L4	4	7,5	1400	19	0,84	126	0,09	-
4МТF(Н)132LB4	4	11	1410	28	0,86	205	0,11	-
4МТF(Н)112L6	6	2,2	810	7,2	0,76	55	0,035	-
4МТF(Н)112LB6	6	3,7	900	11,2	0,79	88	0,045	-
4МТF(Н)132L6	6	5,5	915	14,8	0,74	135	0,09	-
4МТF(Н)132LB6	6	7,5	935	18,2	0,77	190	0,11	-
4МТF(Н)160L6	6	11	910	32	0,76	325	0,23	-
4МТF(Н)160LB6	6	15	930	39	0,77	460	0,28	-
4МТF(Н)200L6	6	22	935	55	0,79	638	0,57	-
4МТF(Н)200LB6	6	30	935	75	0,78	932	0,68	-
4МТF(Н)225M6	6	37	965	78	0,82	1000	0,9	-
4МТH225L6	6	55	970	115	0,9	1530	1,02	-
4МТH280S6	6	75	970	142	0,89	2160	3,3	-
4МТF(Н)160L8	8	7,5	695	25	0,73	248	-	0,23
4МТF(Н)160LB8	8	11	705	38	0,74	400	-	0,29
4МТF(Н)200L8	8	15	710	42	0,71	569	-	0,62
4МТH200LB8	8	29	715	57	0,7	800	-	0,74
4МТH225M8	8	30	720	74,6	0,72	1030	-	1,07
4МТH225L8	8	37	725	87,4	0,74	1390	-	1,43
4МТH280S8	8	55	720	112	0,84	2160	-	4,3
4МТH280M8	8	75	725	154	0,82	2940	-	5,2
4МТH280S10	10	45	576	103	0,76	1940	-	4,3
4МТH280M10	10	60	580	124	0,76	2670	-	5,2
4МТH280L10	10	75	582	166	0,77	3480	-	6,3

**Мощность (в кВт) на быстроходном валу двухступенчатых редукторов типа ЦДН**

Типоразмер редуктора	Скорость вращения быстроходного вала, об/мин	Режим работы (непрерывный)	Общее передаточное число редуктора									
			8,04	8,84	9,75	11,4	12,7	14,5	16,3	18,5	19,8	
ЦДН – 25	750	Н	8,9	8,0	7,4	6,3	5,6	4,5	4,1	3,7	3,5	
	1000	Н	11,8	10,8	9,8	8,4	7,5	6,2	5,5	5,0	4,6	
	1500	Н	17,7	16,1	14,6	12,5	11,3	9,4	8,3	7,4	6,9	
ЦДН – 35	500	Н	13,9	12,6	11,4	9,8	8,8	7,3	6,5	5,6	5,3	
	750	Н	20,8	18,8	17,0	14,6	13,1	10,9	9,7	8,5	7,9	
	1000	Н	27,7	25,1	22,8	19,4	17,5	14,5	12,8	11,4	10,6	
	1500	Н	41,5	37,7	34,3	29,3	26,3	21,8	19,3	17,0	16	
ЦДН – 40	500	Н	19,1	17,5	15,8	13,5	12,1	10,1	9,0	8,0	7,5	
	750	Н	28,8	26,1	23,8	20,3	18,3	15,3	13,6	12,0	11,3	
	1000	Н	38,8	34,9	31,5	27,0	24,3	20,3	18,0	15,9	14,9	
	1500	Н	57,5	52,3	47,4	40,5	36,4	30,5	27,1	23,9	22,4	
ЦДН – 50	500	Н	35,9	32,6	29,6	25,4	22,8	18,6	15,9	14,5	13,6	
	750	Н	53,9	48,9	44,5	38,0	34,1	27,9	24,9	21,9	20,5	
	1000	Н	71,8	65,3	59,3	50,8	45,5	37,1	31,8	29,1	27,3	
	1500	Н	107,8	97,9	88,9	76,0	68,3	55,8	49,6	43,8	40,9	

**Технические данные двигателей серии 4А с повышенным пусковым моментом (4АР)**

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Ток статора, А при U=380 В	КПД, %	cosφ	$\frac{I_{\text{п}}}{I_{\text{н}}}$	$\frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{н}}}$	$\frac{M_{\text{min}}}{M_{\text{н}}}$	$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}}}$	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>
4AP160S4Y3	15	1465	29,6	87,5	0,87	7,5	2	1,6	2,2	0,1
4AP160M4Y3	18,5	1465	36,1	88,5	0,87	7,5	2	1,6	2,2	0,13
4AP180S4Y3	22	1460	42,2	90	0,87	7,5	2	1,6	2,2	0,19
4AP180M4Y3	30	1460	57,5	90	0,87	7,5	2	1,6	2,2	0,23
4AP200M4Y3	37	1470	69,5	91	0,88	7,5	2	1,6	2,2	0,37
4AP200L4Y3	46	1470	83,5	92	0,88	7,5	2	1,6	2,2	0,45
4AP225M4Y3	55	1475	101	92,5	0,88	7	2	1,6	2,2	0,64
4AP160S6Y3	11	975	23,5	85,5	0,83	7	2	1,6	2,2	0,14
4AP160M6Y3	15	975	31,4	87,5	0,83	7	2	1,6	2,2	0,18
4AP180M6Y3	18	970	40,4	87	0,80	6	2	1,6	2,2	0,22
4AP200M6Y3	22	975	43,4	90,5	0,85	6,5	2	1,6	2,2	0,4
4AP200L6Y3	30	975	58,5	90,5	0,86	6,5	2	1,6	2,2	0,45
4AP225M6Y3	37	980	73,8	90,5	0,84	7	2	1,6	2,2	0,74
4AP250S6Y3	45	980	91	91,5	0,82	6,5	2	1,6	2,2	1,15
4AP250M6Y3	55	980	110	91,5	0,83	6,5	2	1,6	2,2	1,26
4AP160S8Y3	7,5	730	176	86	0,75	6	1,8	1,5	2	0,14
4AP160M8Y3	11	730	25,6	87	0,75	6	1,8	1,5	2	0,18
4AP180M8Y3	15	730	34,2	86,5	0,77	5,5	1,8	1,5	2	0,25
4AP200M8Y3	18,5	730	41	88	0,78	5,5	1,8	1,5	2	0,4
4AP200L8Y3	22	730	47,3	88,5	0,8	5,5	1,8	1,5	2	0,45
4AP225M8Y3	30	735	63,4	90	0,8	5,5	1,8	1,5	2	0,74
4AP250S8Y3	37	735	87	90	0,72	5,5	1,8	1,5	2	1,15
4AP250M8Y3	45	735	101	90,5	0,75	5,5	1,8	1,5	2	1,36

**Хабибуллин Дамир Абдулхаевич**

**АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ЭЛЕКТРОПРИВОД  
ТИПОВЫХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ  
И ТРАНСПОРТНЫХ МЕХАНИЗМОВ**

**Методические указания  
к контрольным работам по одноименной дисциплине  
для студентов специальности 1-53 01 05  
«Автоматизированные электроприводы»  
заочной формы обучения**

Подписано в печать 27.03.09.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Тайме».

Цифровая печать. Усл. печ. л. 2,32. Уч.-изд. л. 1,93.

Изд. № 120.

E-mail: [ic@gstu.gomel.by](mailto:ic@gstu.gomel.by)

<http://www.gstu.gomel.by>

Отпечатано на цифровом дуплекаторе  
с макета оригинала авторского для внутреннего использования.

Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого».

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.