



СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ

Лабораторные работы



Мозырь
2012

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
«Мозырский государственный педагогический университет
имени И. П. Шамякина»

СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ

Лабораторные работы

Рекомендовано учебно-методическим объединением по профессионально-техническому обучению в качестве учебного издания для направления специальности 1-08 01 01-05 «Профессиональное обучение (строительство)»

Мозырь
2012

УДК 69:656 (076.5)
ББК 39.9я73
С86

Составители: **Е. И. Сафанков**, кандидат технических наук,
доцент кафедры основ строительства и МПСД
УО МГПУ им. И. П. Шамякина;
А. И. Гридюшко, кандидат педагогических наук,
доцент кафедры основ строительства и МПСД
УО МГПУ им. И. П. Шамякина

Рецензенты:
кандидат педагогических наук, доцент,
первый проректор Республиканского института
профессионального образования
Э. М. Калицкий,
директор Мозырского профессионально-технического лицея строителей
С. А. Семеницкий.

Печатается по решению редакционно-издательского совета
учреждения образования
«Мозырский государственный педагогический университет
имени И. П. Шамякина»

Строительные машины и механизмы : лабораторные работы
С86 / сост.: Е. И. Сафанков, А. И. Гридюшко. – Мозырь : УО МГПУ
им. И. П. Шамякина, 2012. – 123 с.
ISBN 978-985-477-486-2.

Содержание данного издания соответствует учебной программе и способствует приобретению студентами знаний, умений и навыков по расчету и проектированию основных узлов и механизмов строительных машин, их конструктивным особенностям и принципам работы, а также определению технико-эксплуатационных показателей.

Лабораторные работы изложены по единому плану и содержат необходимые пояснения, задания и методику их выполнения.

Издание предназначено для студентов, обучающихся по специальности 1-08 01 01-05 «Профессиональное обучение. Строительство».

УДК 69:656 (076.5)
ББК 39.9я73

ISBN 978-985-477-486-2

© Е. И. Сафанков, А. И. Гридюшко,
составление, 2012

© УО МГПУ им. И. П. Шамякина, 2012

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
Лабораторная работа № 1	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА МЕХАНИЗМОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН	5
Лабораторная работа № 2	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА СМЕСИТЕЛЯ С ЧЕРВЯЧНЫМ РЕДУКТОРОМ.....	10
Лабораторная работа № 3	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ	16
Лабораторная работа № 4	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ	21
Лабораторная работа № 5	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДОВ МАШИН.....	31
Лабораторная работа № 6	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА	40
Лабораторная работа № 7	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИНТОВОГО ДОМКРАТА.....	45
Лабораторная работа № 8	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ПОЛИСПАСТНОЙ СИСТЕМЫ.....	51
Лабораторная работа № 9	
РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТРОЙСТВ.....	66
Лабораторная работа № 10	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗА	73
Лабораторная работа № 11	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ ПРИ РАБОТЕ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗОПОДЪЕМНОГО КРАНА	80
Лабораторная работа № 12	
ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТЕЛЕЖКИ ПРИ ГИБКОМ ПОДВЕСЕ ГРУЗА	92
Лабораторная работа № 13	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТОРМОЗОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН.....	95
Лабораторная работа № 14	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ БАШЕННОГО КРАНА.....	103
Лабораторная работа № 15	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СМЕСИТЕЛЕЙ.....	113
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ И ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	121

ВВЕДЕНИЕ

Лабораторные работы играют важную роль в системе подготовки инженера-педагога и служат связующим звеном между теоретическим и производственным обучением. При выполнении лабораторных работ основной акцент делается на развитие познавательной активности студентов, формирование умений выполнять экспериментальную часть работ на основе анализа происходящих процессов и технологий. Перед выполнением лабораторных работ должны быть определены цели эксперимента, описаны средства и методика проведения эксперимента, методы обработки и анализа экспериментальных данных, формы отчета.

Студенты, приступив к выполнению лабораторной работы, предварительно знакомятся с основным теоретическим материалом, конструкцией и особенностями функционирования лабораторной установки или стенда, алгоритмом и программой расчета. Результаты измерений, наблюдений и расчетов, ответы на вопросы задания-инструкции, формулировки выводов должны быть приведены в порядке, установленном стандартом по оформлению лабораторных работ. Выполнив необходимые измерения на установке или стенде, студенты готовят исходные данные для расчета на ПЭВМ.

К выполнению лабораторных работ с установками допускаются студенты, получившие инструктаж по технике безопасности при работе на данном оборудовании и детально изучившие порядок выполнения работы.

Неотъемлемой частью лабораторных работ является обязательное оперативное проведение текущего контроля знаний, который является одной из основных функций управления учебной деятельностью студентов.

С этой целью по всем лабораторным работам предусмотрено проведение тестового контроля на ПЭВМ по модульно-рейтинговой системе для формирования интегральной рейтинговой оценки в автоматизированном режиме.

Лабораторные работы изложены по единому плану и содержат необходимые пояснения, задания и методику их выполнения.

Учебной программой предусмотрено также выполнение практических работ.

Лабораторная работа № 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА МЕХАНИЗМОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Цель работы:

изучить конструктивные особенности и кинематические схемы привода механизмов строительных машин, а также определить основные параметры передач и выбрать рациональный тип двигателя.

Приборы и оборудование:

1. Цилиндрический редуктор.
2. ПЭВМ.

Содержание и порядок выполнения работы

Привод рабочих органов, ходовой части и других узлов машины осуществляется с помощью силовых передач, которые не только передают движение, но изменяют скорость, а иногда характер и направление движения.

Передача характеризуется входными (на ведущем звене, приводном двигателе или предшествующей передаче), выходными (на ведомом звене) и внутренними параметрами.

Для определения основных параметров механизмов передач используем разработанную программу на ПЭВМ, которая содержит базу данных по значениям коэффициентов полезного действия (КПД), передаточных чисел механических передач, типам двигателей и т. д.

Исходные данные включают: тип редуктора, вид зацепления, количество валов в приводе, мощность и частоту вращения приводного вала рабочей машины.

Требуемая мощность рабочей машины (кВт):

$$P_T = F \cdot v,$$

где F – сопротивление движения моста крана, кН;

v – скорость моста, м/с.

Частота вращения вала рабочей машины (мин⁻¹):

$$n_T = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v}{\pi \cdot D},$$

где D – диаметр колеса, мм.

Расчет привода механизма передвижения крана ведут в соответствии с алгоритмом (рисунок 1.1) в следующем порядке:

1. Определяют (символ 3) общий КПД привода. Значения КПД передач, муфты выбирают из базы данных.
2. Определяют требуемую и номинальную мощности двигателя $P_{дв}$ (символ 4), используя базу данных. Номинальную мощность двигателя подбирают по величине ближайшей большей к требуемой мощности.

3. Выбирают синхронную частоту вращения вала (символ 5).
4. Выбирают тип двигателя (символ 6) в зависимости от синхронной частоты вращения вала и номинальной мощности двигателя.
5. Выбирают передаточные числа ступеней привода (символ 7), округляя их до стандартных значений и сравнивая их с допускаемыми (символ 8).



Рисунок 1.1 – Схема алгоритма расчета цилиндрических зубчатых передач

Если условие символа 8 удовлетворяется, то печатают результаты счета (символ 9) и заканчивают счет (символ 10).

В случае невыполнения условия символа 8 необходимо последовательно изменять передаточные числа ступеней привода.

Если после ввода других значений передаточных чисел условие символа 8 не выполняется, то следует начать расчет сначала, изменив синхронную частоту вращения вала двигателя.

В результате расчета на печать выдаются кинематические и силовые параметры передач, что позволяет провести сравнительный анализ полученных вариантов и сделать окончательный выбор двигателя.

Описательный алгоритм

Общий коэффициент полезного действия (КПД) привода:

$$\eta = \eta_m^a \cdot \eta_{\text{рем}}^b \cdot \eta_{\text{цил.п}}^c \cdot \eta_{\text{цил.к}}^d \cdot \eta_{\text{кон}}^e \cdot \eta_{\text{цеп}}^f \cdot \eta_{\text{ч}}^j \cdot \eta_{\text{под}}^h,$$

где $\eta_m, \eta_{\text{рем}}, \eta_{\text{цил.п}}, \eta_{\text{цил.к}}, \eta_{\text{кон}}, \eta_{\text{цеп}}, \eta_{\text{ч}}, \eta_{\text{под}}$ – КПД соответственно муфты, ременной, цилиндрической прямозубой, цилиндрической косозубой, конической, цепной, червячной передач, пары подшипников;

a, b, c, d, e, f, j, h – количество соответственно муфт в приводе, ременных, цилиндрических прямозубых, цилиндрических косозубых, конических, цепных, червячных передач, пар подшипников.

Мощность на входе привода:

$$P_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta},$$

где $P_{\text{вых}}$ – мощность на выходном валу привода.

Предварительное значение передаточного числа привода:

$$u_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{вых}}},$$

где $n_{\text{ном}}$ – частота вращения вала электродвигателя;

$n_{\text{вых}}$ – частота вращения выходного вала привода.

Передаточное число редуктора:

$$u_p = \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{рем}} \cdot u_{\text{ц}}},$$

где $u_{\text{рем}}$ – передаточное число ременной передачи;

$u_{\text{ц}}$ – передаточное число цилиндрической передачи

Передаточное число редуктора может быть также определено по формуле:

$$u_p = u_1 \cdot u_2,$$

где u_1, u_2 – передаточное число соответственно 1-й и 2-й ступеней редуктора.

Расчетные значения u_1 и u_2 согласуются с ГОСТом.

Общее передаточное число:

$$u_{об} = u_p \cdot u_{ц}.$$

Погрешность передаточного числа привода:

$$\Delta u_{пр} = \frac{u_{пр} - u_{об}}{u_{пр}} \cdot 100 \% \leq 4 \%.$$

Мощность на i -ом валу:

$$P_{i+1} = P_i \cdot \eta_i.$$

Крутящий момент на i -ом валу:

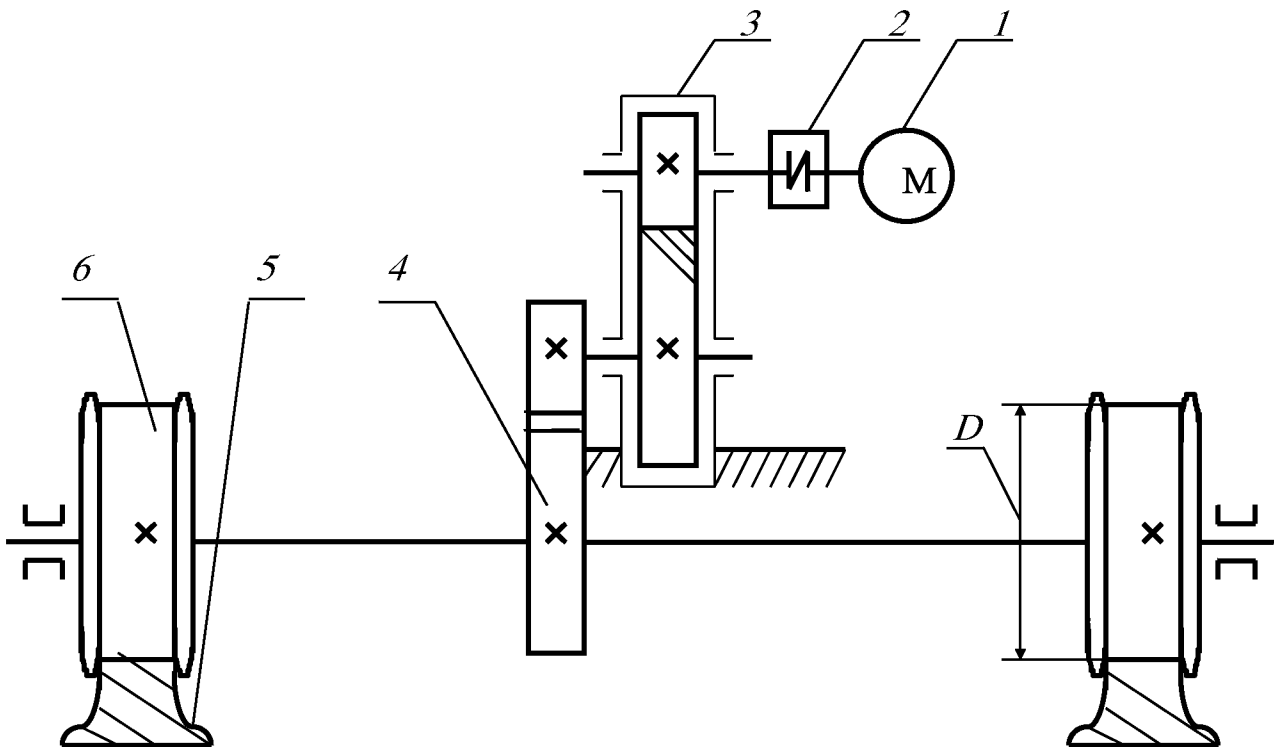
$$T_i = 9,55 \frac{P_i}{n_i}.$$

Частота вращения i -го вала:

$$n_i = \frac{n_{i-1}}{u_{i-1}}.$$

Задание

1. Изучить особенности расчета цилиндрических передач.
2. Вычертить схему привода механизма передвижения мостового крана (см. рисунок 1.2).



1 – двигатель; 2 – упругая втулочно-пальцевая муфта; 3 – цилиндрический редуктор;
4 – цилиндрическая зубчатая передача; 5 – рельс; 6 – колесо

Рисунок 1.2 – Схема привода механизма передвижения мостового крана

3. Провести на ЭВМ кинематический и силовой расчет привода. Исходные данные указаны в таблице 1.1, при этом общие потери в подшипниках на трение составляют $\eta_{\text{п}} = 0,99^m$, где m – количество валов в приводе.
4. Выбрать наиболее рациональный тип двигателя.

Таблица 1.1 – Исходные данные к заданию

Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Соппротивление движения моста F , кН	1,5	2,0	2,5	3,0	2,0	3,0	1,5	2,5
Скорость моста v , м/с	1,00	1,35	1,65	1,00	2,00	1,35	1,65	2,00
Диаметр колеса D , мм	200	300	400	300	500	400	600	700
Допускаемое отклонение скорости моста δ , %	3	4	6	6	5	3	4	5

По завершении лабораторной работы необходимо пройти тестовый контроль на основе автоматизированной модульно-рейтинговой системы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Какие основные силовые и кинематические параметры определяют привод?
2. Как определяется передаточное число цилиндрического редуктора?
3. От каких факторов зависит КПД передач?
4. Как осуществляется смазка подшипниковых узлов в редукторах?
5. Какие виды подшипников применяются в редукторах?

Лабораторная работа № 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА СМЕСИТЕЛЯ С ЧЕРВЯЧНЫМ РЕДУКТОРОМ

Цель работы:

изучить конструктивные особенности, условия работы, область применения червячных передач и определить основные параметры привода смесителя.

Приборы и оборудование:

1. Червячные редукторы.
2. Лабораторная установка.
3. ПЭВМ.

Содержание и порядок выполнения работы

Червячные передачи применяют для снижения скорости и передачи движения между перекрещивающимися валами (рисунок 2.1).



Рисунок 2.1 – Червячный редуктор

К достоинствам червячных передач относятся: возможность получения большого передаточного отношения; плавность и бесшумность работы, а также выполнение точных делительных перемещений.

Недостатками большинства червячных передач являются низкий КПД и необходимость применения для колеса дорогостоящих антифрикционных материалов.

Червячные передачи позволяют передавать мощности до 200 кВт (обычно до 60 кВт) для моментов до $5 \cdot 10^5$ Н·м. Передаточное отношение определяется из условия, что за каждый оборот червяка колесо поворачивается на число зубьев, равное числу витков червяка, и обычно принимают равным от 8 до 80.

Данные передачи рассчитываются на прочность, изнашивание и нагревание.

На рисунке 2.2 представлена установка по определению основных параметров червячной передачи, состоящая из двигателя, червячного редуктора, регулирующей и измерительной аппаратуры.

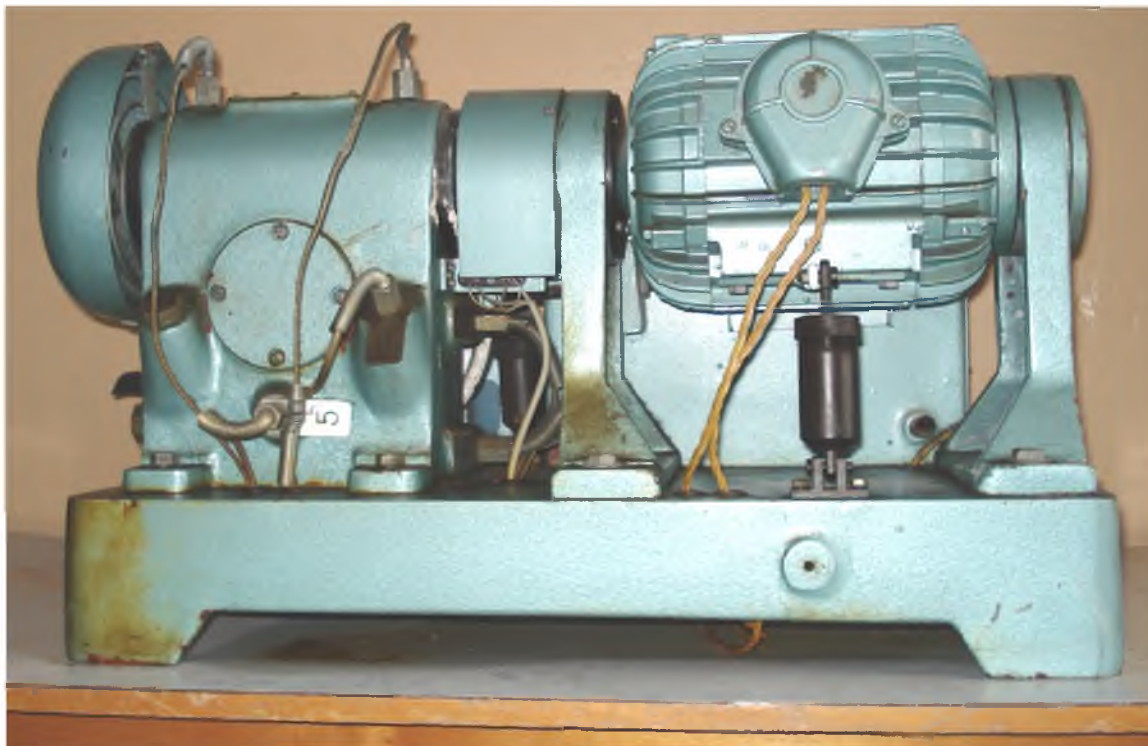


Рисунок 2.2 – Установка по определению основных параметров червячной передачи

Расчет привода смесителя (рисунок 2.3) будем проводить в следующей последовательности.

Находим требуемую мощность смесителя:

$$P_T = F \cdot v,$$

где F – тяговая сила шнека, кН;

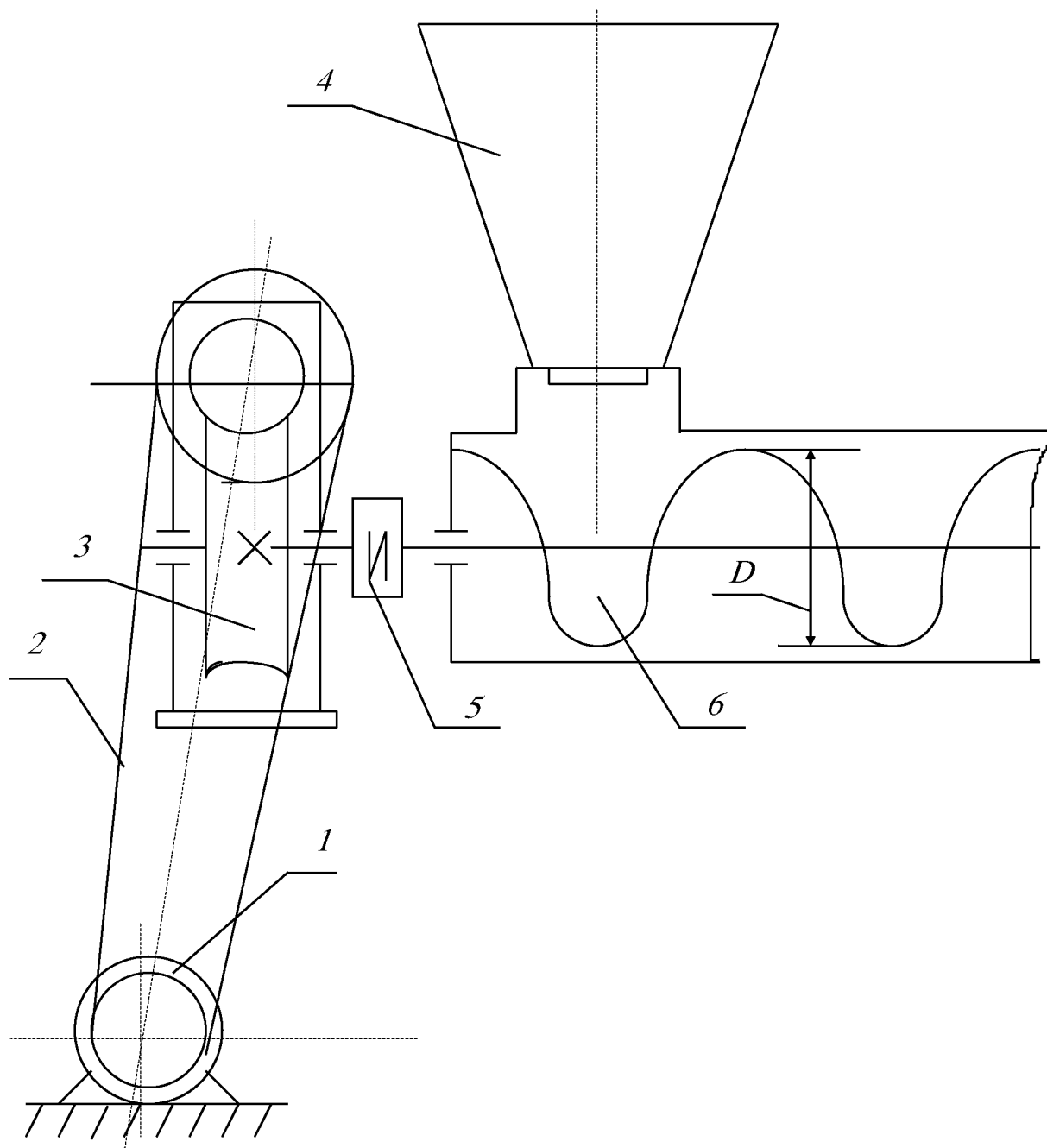
v – скорость перемещения смеси, м/с.

Определяем частоту вращения вала смесителя:

$$n_T = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v}{\pi \cdot D},$$

где D – диаметр барабана, мм.

Дальнейший расчет передачи выполняем на ПЭВМ.



1 – двигатель; 2 – плоскоременная передача; 3 – червячный редуктор;

4 – загрузочный бункер; 5 – упругая муфта; 6 – шнек

Рисунок 2.3 – Схема привода шнекового смесителя

Исходные данные для расчета параметров червячной передачи, проводимого в соответствии с представленной схемой алгоритма (рисунок 2.4), включают: передаточное число редуктора u_p , КПД передачи η , число оборотов червяка n_1 , мощность на валу червяка P и другие значения.



Рисунок 2.4 – Схема алгоритма расчета червячной передачи

1. Выбирают число зубьев колеса z_2 (символ 3).
2. Выбирают число витков червяка z_1 (символ 4).
3. Выбирают предварительное значение коэффициента диаметра червяка q (символ 5).
4. Выбирают материал зубьев передачи (символ 6).
5. Проводят расчет допускаемых контактных напряжений с определением механических характеристик колеса $[\sigma]_H$ (символы 7, 8).
6. Проводят расчет допускаемых напряжений при изгибе с выбором вида и точности изготовления передачи $[\sigma]_F$ (символы 9–11).
7. Определяют коэффициент нагрузки K_H (символ 12).
8. Определяют межосевое расстояние a_w (символ 13).
9. Определяют модуль зацепления m (символ 14).
10. Выбирают уточненное значение коэффициента диаметра червяка q (символ 15).
11. Выбирают коэффициент формы зуба колеса Y_f (символ 16).
12. Выбирают значение угла трения φ (символ 17).
13. Проводят тепловой расчет редуктора (символы 18, 19).
Результаты расчета выдаются на печать (символ 20).

Полученные данные позволяют провести анализ оптимальных значений параметров проектирования червячного редуктора. При неудовлетворительных результатах расчета следует изменить параметры передачи.

Кроме этого, проводится проверка выполнения условия прочности. Допускается перегрузка передачи $\sigma_H < [\sigma]_H$ не более 15% и перегрузка $\sigma_H > [\sigma]_H$ до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует выбрать другую марку материала венца червячного колеса и повторить весь расчет червячной передачи.

На основании полученных на ПЭВМ результатов определяем критерий технического уровня редуктора (таблица 2.1):

$$\gamma = m_p / T_T,$$

где m_p – масса редуктора, кг (таблица 2.2);

T_T – вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м.

Таблица 2.1 – Технический уровень редуктора

γ , кг / (Н·м)	Качественная оценка технического уровня
> 0,2	Низкий; редуктор морально устарел.
0,1...0,2	Средний; в большинстве случаев производство экономически неоправданно.
0,06...0,1	Высокий; редуктор соответствует современным мировым образцам.
< 0,06	Высший; редуктор соответствует рекордным образцам.

Задание

1. Изучить конструктивные особенности червячных редукторов.
2. Изучить особенности расчета червячных передач.
3. Вычертить схему привода смесителя (рисунок 2.3).
4. Провести на ПЭВМ кинематический расчет привода.
5. Выполнить на ПЭВМ расчет червячной передачи при постоянной нагрузке, а также расчеты допускаемых контактных и изгибающих напряжений, используя данные таблицы 2.2.
6. Определить критерий технического уровня данного редуктора.

Таблица 2.2 – Исходные данные к заданию

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила шнека F , кН	1,1	1,3	1,5	1,8	2,0	2,2	2,5	2,7	2,9	3,0
Скорость перемещения смеси v , м/с	0,8	0,9	1,1	1,3	1,2	1,0	1,1	0,9	1,3	1,2
Наружный диаметр шнека D , мм	400	400	450	550	500	500	550	550	500	450
Срок службы привода L_r , лет	6	5	7	7	5	6	4	4	5	6
Масса редуктора m_p , кг	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70
Коэффициенты использования K_1 ; K_2 смесителя	0,8	0,7	0,8	0,7	0,8	0,7	0,8	0,6	0,5	0,6

По завершении лабораторной работы необходимо пройти тестовый контроль на основе автоматизированной модульно-рейтинговой системы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Как рассчитываются зубья червячной передачи на прочность?
2. Как определить передаточное отношение червячной передачи?
3. Укажите достоинства и недостатки червячной передачи.
4. Из каких материалов изготавливаются червяк и червячное колесо?

Лабораторная работа № 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы:

изучить особенности, условия работы, область применения ременных передач и определить основные параметры зубчато-ременной передачи.

Приборы и оборудование:

1. Макеты и установки с ременными передачами.
2. ПЭВМ.

Содержание и порядок выполнения работы

В зубчато-ременной передаче (ЗРП) нагрузка передается за счет зацепления зубьев ремня и шкивов. По несущей способности ЗРП занимает промежуточное положение между ременными и цепными, обеспечивая передачу мощности до 200 кВт (уникальные передачи – до 800 кВт). Наибольшая скорость достигает 50 м/с, в отдельных случаях – до 80 м/с.

Основными достоинствами данных передач являются относительно малые габариты, отсутствие скольжения, возможность больших передаточных чисел ($u \leq 12$, а в отдельных случаях до 20), высокий КПД ($\eta = 0,92 \dots 0,98$), небольшие усилия, передаваемые на валы и опоры.

К недостаткам зубчато-ременных передач относится меньшая несущая способность по сравнению с цепными или зубчатыми передачами; относительная сложность изготовления зубчатых шкивов; повышенные требования к точности монтажа; наличие высокочастотных вибраций, затрудняющих использование ЗРП в точном оборудовании.

Зубчатые ремни выполняют плоскими, с выступами на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах.

Одним из основных параметров передачи является модуль:

$$m = t / \pi,$$

где t – шаг ремня.

Как правило, форма зубьев ремня трапецеидальная: высота зубьев $h = (0,6 \dots 0,9)m$, наименьшая ширина зубьев $S = (1 \dots 1,2)m$, угол профиля $\gamma = 50$ или 40° .

Предварительное значение модуля (мм) выбирают по зависимости:

$$m = 3,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot P_1}{n_1}},$$

где P_1 – мощность, кВт.

Число зубьев малого шкива z_1 определяется в зависимости от его частоты вращения.

Окружная скорость ремня, м/с:

$$v = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3).$$

Минимальное межосевое расстояние:

$$a_{\min} = 0,5 (d_1 + d_2) + C,$$

где $C = 2m$ при $m \leq 5$ и $C = 3m$ при $m > 5$ мм.

Длина ремня предварительно определяется как сумма длин дуг шкивов на углах обхвата и длин прямолинейных участков ремня. Окончательное межосевое расстояние определяется с учетом числа зубьев ремня z_p .

Расчетная сила, передаваемая зубчатым ремнем:

$$F_t = 10^3 K_F P_1 / v,$$

где K_F – коэффициент режима работы или динамичности, выбираемый в связи с повышенной жесткостью зубчатых ремней на 30...50% больше, чем для обычных ременных передач.

Число зубьев в зацеплении на малом шкиве:

$$z_0 = z_1 \alpha / 360,$$

где α – угол обхвата на малом шкиве, ...°.

Ширина ремня:

$$b = \frac{F_t}{(F_y - q \cdot v^2) \cdot C_{ш}},$$

где q – масса 1 м ремня шириной 1 мм;

F_y – удельная центробежная сила;

$C_{ш}$ – коэффициент, учитывающий неполные витки каната у боковых поверхностей ремня.

При $z_0 < 6$ рекомендуют проверять давление на зубьях ремня:

$$p = \frac{F_t \cdot \varphi}{z_0 \cdot b \cdot h} \leq [p]_z,$$

где $\varphi \approx 2$ – коэффициент концентрации нагрузки между зубьями.

Расчет передачи выполняем на ЭВМ в соответствии с представленной схемой алгоритма расчета (рисунок 3.1), который позволяет для заданных условий определить параметры передач с минимально возможными габаритами при наиболее полном использовании нагрузочной способности ремня.

Исходными данными для привода скребкового конвейера (рисунок 3.2) являются: мощность на ведущем валу и частота его вращения, предварительное значение модуля зубьев, передаточное число и условия работы передачи.

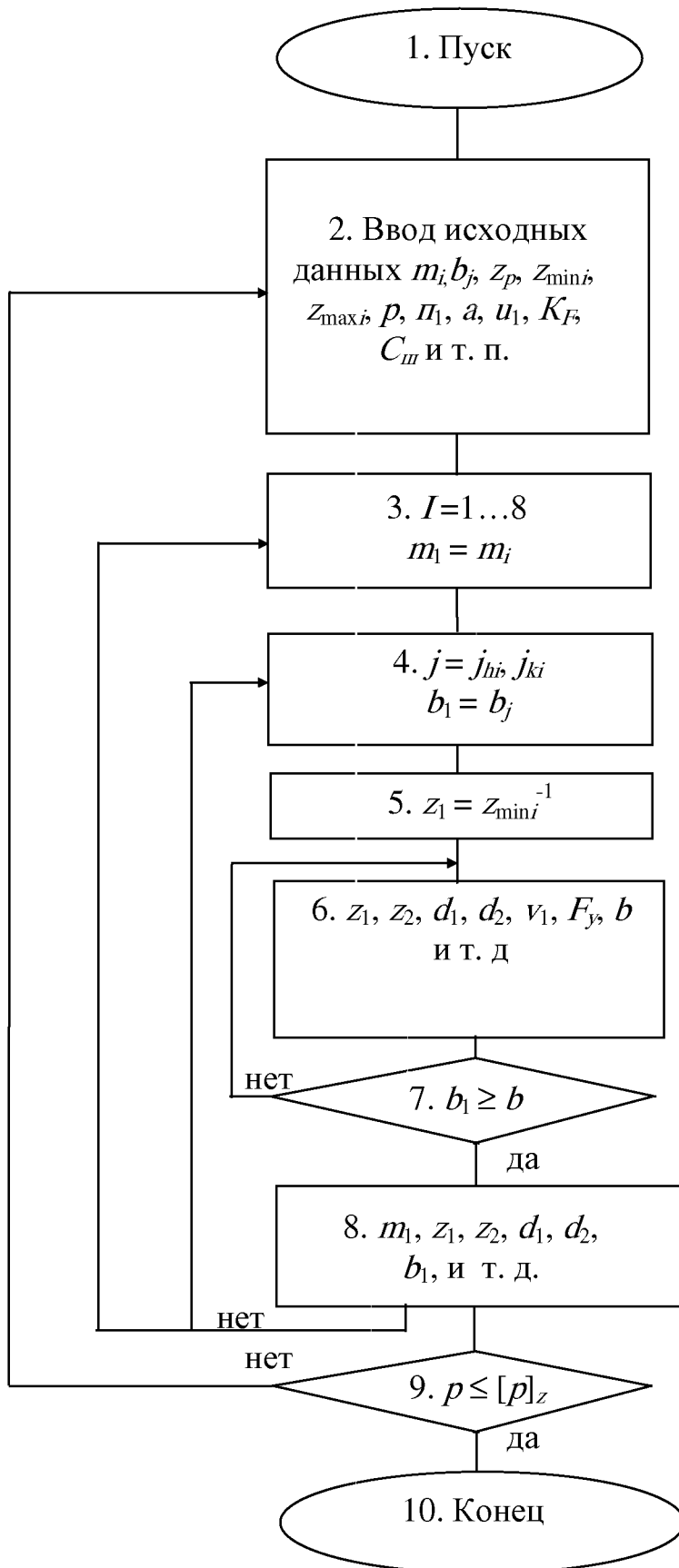
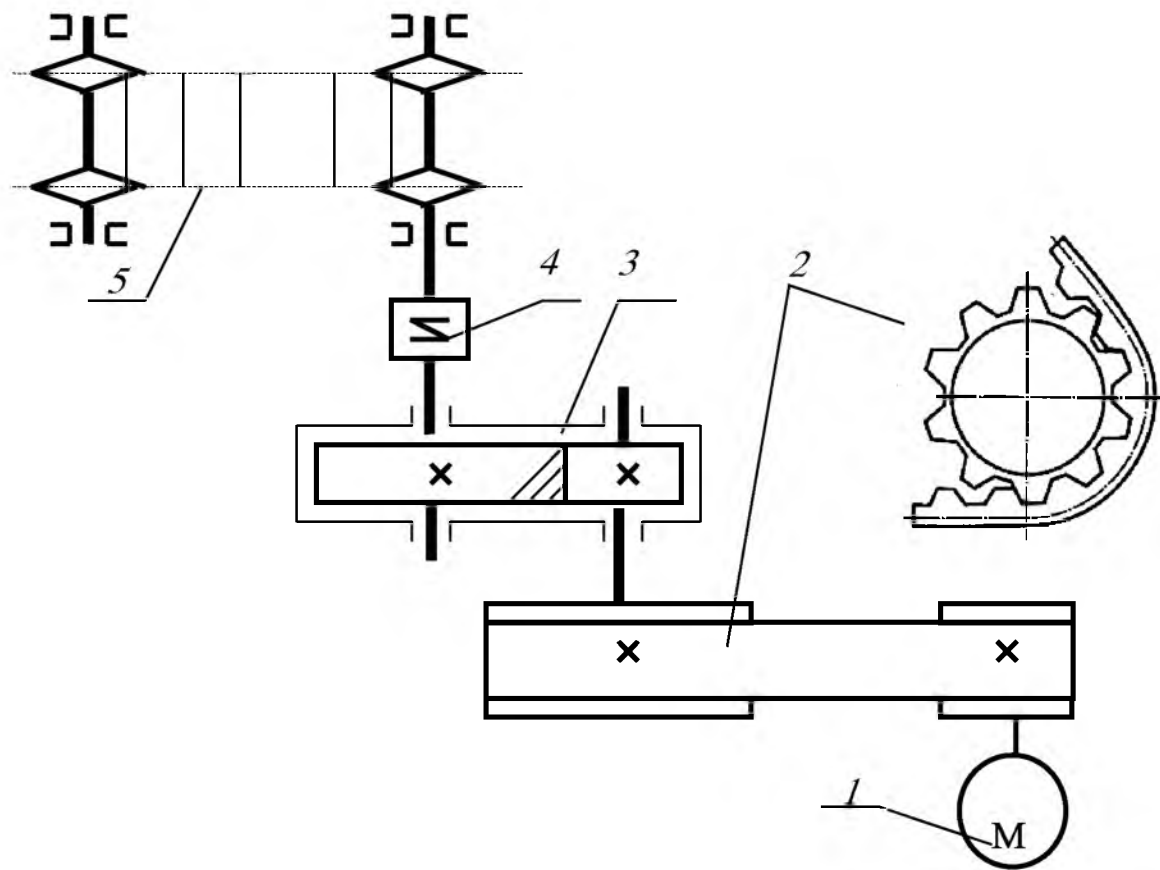


Рисунок 3.1 – Схема алгоритма расчета зубчато-ременных передач



1 – двигатель; 2 – зубчато-ременная передача; 3 – цилиндрический редуктор;
4 – упругая муфта; 5 – конвейер

Рисунок 3.2 – Схема привода к скребковому конвейеру

Выходные данные: модуль, ширина и число зубьев ремня, а также шкивов, уточненное значение межосевого расстояния, геометрические параметры шкивов, нагрузки на валах.

При фиксированном значении модуля (внешний цикл) и заданной ширине ремня заложен перебор чисел зубьев малого шкива, начиная с минимального допустимого значения (инерционный цикл с символами действия 7 и 8).

Результаты расчета выводятся на печать, как только будет выполнено условие: расчетная ширина ремня меньше или равна стандартной ширине.

В целях упрощения на схеме алгоритма не показаны процедуры проверок выполнения некоторых очевидных условий: $u \leq u_{\max}$; $b/d_1 \leq 1$, а также округления чисел зубьев ремня до ближайшего стандартного значения и т. д.

Значения параметров, необходимых для работы программы, получаем на основе проведенного кинематического расчета.

Задание

1. Изучить конструкции и особенности расчета зубчато-ременных передач.
2. Вычертить схему привода скребкового конвейера (рисунок 3.2).
3. Провести предварительный кинематический расчет передачи.
4. Рассчитать на ПЭВМ основные параметры зубчато-ременной передачи, используя данные таблицы 3.1. Считая режим работы постоянным, принимаем $RR = 1$, число роликов $UR = 0$.
5. Сравнить уточненное значение a_w с заданным значением.

Таблица 3.1 – Исходные данные к заданию

Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Тяговая сила цепи F , кН	2,0	2,4	2,8	3,0	4,0	4,4	4,8
Скорость тяговой цепи v , м/с	0,5	0,6	0,55	0,55	0,5	0,65	0,65
Передаточное число редуктора u_p	5	5,6	5	5,6	5	5,6	5
Число оборотов вала двигателя $n_{дв}$, мин ⁻¹	950	930	940	970	940	945	935
Число оборотов вала рабочей машины n_T , мин ⁻¹	54	45	50	46	52	55	60
Срок службы привода L_h , часы	3520	4000	3300	3500	3000	3500	4500
Коэффициент времени работы передачи K_t	0,9	0,8	0,9	0,8	0,9	0,8	0,9
Число смен работы оборудования SR	1	2	1	1	2	3	2
Коэффициент нагрузки передач K_H	0,8	0,7	0,7	0,7	0,8	0,7	0,8
Пиковые нагрузки $K_{шп}$, %	160	200	180	160	180	200	140
Допускаемое значение межосевого расстояния a_w , мм	360± 10	380± 10	380± 10	380± 10	480± 10	450± 10	450± 10

По завершении лабораторной работы необходимо пройти тестовый контроль на основе автоматизированной модульно-рейтинговой системы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Укажите область применения, достоинства и недостатки ременных передач.
2. Какие мощности и передаточные отношения обеспечивают передачи с зубчатыми ремнями?
3. С какой целью и в каких передачах применяют натяжные ролики?
4. От каких параметров зависят модуль и ширина ремня?

Лабораторная работа № 4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы:

изучить конструкцию основных элементов передачи и освоить методику расчета клиноременных передач.

Приборы и оборудование:

1. Установка по определению основных параметров клиноременной передачи.

2. ПЭВМ.

Содержание и порядок выполнения работы

Наибольшее распространение в строительных машинах получили клиноременные передачи, обеспечивающие передачу больших мощностей при сравнительно малых межосевых расстояниях и больших передаточных числах. Число ремней в таких передачах не превышает восьми.

Достоинствами ременных передач является: простота конструкции, возможность передачи движения на большие расстояния, способность предохранять механизмы от перегрузок за счет проскальзывания ремня по шкивам. К их недостаткам относятся большие габаритные размеры, недостаточная долговечность ремней, а также неодинаковая вытяжка ремней в многоременных передачах в процессе их эксплуатации, из-за чего они загружаются неравномерно и др.

Чаще всего используются ремни нормального сечения семи различных типоразмеров (*O, A, B, C, D, E, F*), отличающиеся друг от друга величиной поперечного сечения и передаваемой мощностью.

Ременные передачи состоят из ведущего и ведомого шкивов (рисунок 4.1), расположенных на определенном расстоянии друг от друга и охватываемых между собой одним или несколькими бесконечными ремнями.

Усилие от ведущего шкива к ведомому передается за счет сил трения, возникающих между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего. На рисунке 4.2 представлена установка по определению основных параметров клиноременной передачи, состоящая из двигателя, двух шкивов с ремнем, регулирующей и измерительной аппаратуры.

Расчет клиноременной передачи сводится к выбору ремня и определению необходимого их количества в зависимости от передаваемой мощности P (кВт).

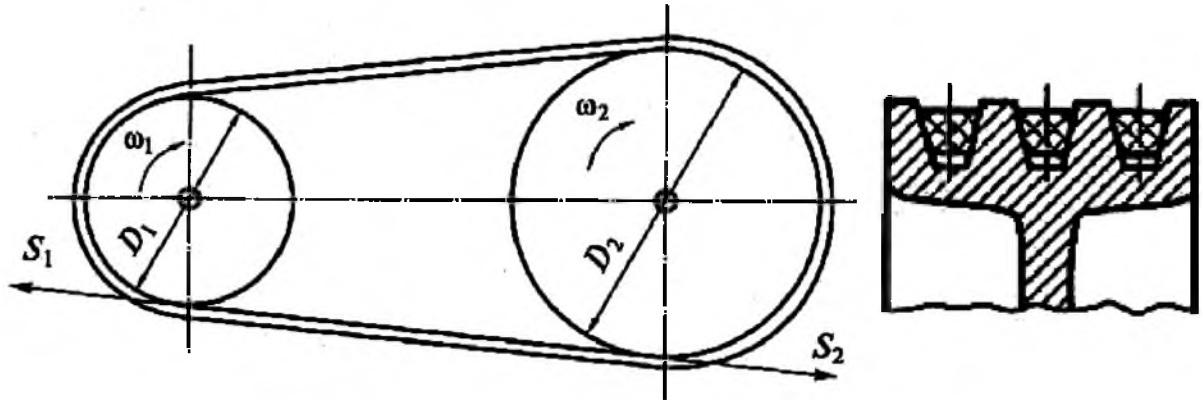


Рисунок 4.1 – Общий вид клиноременной передачи



Рисунок 4.2 – Установка по определению основных параметров клиноременной передачи

Выбор типоразмера (профиля) ремня

Выбор типоразмера ремня для конкретной установки производится по номограмме (рисунок 4.3) в зависимости от заданной мощности P_1 и частоты вращения n_1 . При этом клиновые ремни нормального сечения O применяются только для передач мощностью до 2 кВт.

Конструкцию ремня обычно выбирают кордотканевую (как наиболее распространенную). Кордошнуровую (как более гибкую и долговечную) используют для тяжелых условий работы.

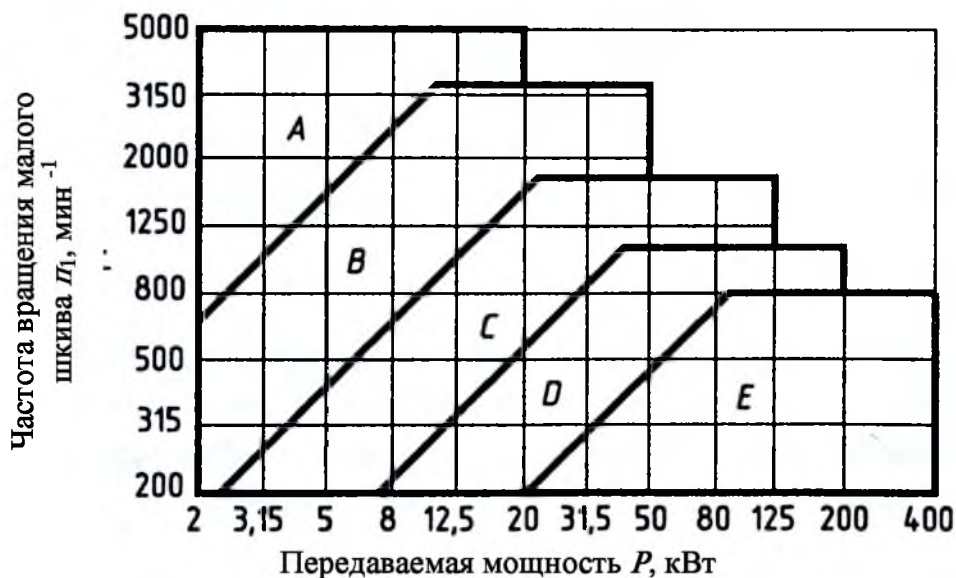


Рисунок 4.3 – Зависимость передаваемой мощности от частоты вращения малого шкива передачи

Определение диаметров шкивов

Диаметр малого шкива D_1 назначается в соответствии с данными, приведенными в таблице 4.1. В целях повышения срока службы ремней не рекомендуется брать минимальные значения для каждого сечения.

Диаметр большего шкива, мм:

$$D'_2 = D_1 \cdot u \cdot (1 - \xi),$$

где u – передаточное число ременной передачи (таблица 4.5);

ξ – коэффициент относительного скольжения ремня. Для кордотканевых клиновых ремней $\xi = 0,02$, для кордошнуровых – $\xi = 0,01$.

Полученное расчетное значение диаметра большего шкива округляется до ближайшего стандартного значения D_2 : 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000 мм.

Определяется фактическое передаточное число u_ϕ и проверяется его отклонение Δu от заданного u .

$$u_\phi = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \xi)}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 3\%.$$

Для клиноременных передач $u < 10$.

Выбор межосевого расстояния и длины ремня

Межосевое расстояние клиноременной передачи назначается в зависимости от конструктивных особенностей машины.

Предварительное межосевое расстояние a' , мм:

$$a' \geq 0,55 (D_1 + D_2) + h_p,$$

где h_p – высота сечения клинового ремня (таблица 4.2).

Таблица 4.1 – Допустимые мощности при определенном диаметре шкива и сечениях ремня

Сечение ремня / условная длина L_p , мм	Расчетный диаметр меньшего шкива D_1 , мм	P_0 при скорости v ремня, м/с					
		2	5	10	15	20	25
O / 1320	63	0,15	0,49	0,82	1,03	1,11	–
	71	0,17	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
	80	0,20	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65
	90	0,21	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90
A / 1700	90	0,37	0,84	1,39	1,75	1,88	–
	100	0,37	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29
	112	0,37	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
	125	0,44	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
B / 2240	125	0,59	1,39	2,26	2,80	–	–
	140	0,66	1,61	2,70	3,45	3,83	–
	160	0,74	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
	180	0,81	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
C / 3750	200	1,03	2,14	3,68	5,28	6,25	5,90
	224	1,10	2,42	4,27	5,97	7,15	6,70
	250	1,25	2,65	4,64	6,34	7,50	7,73
	280	1,33	2,88	5,00	7,07	7,80	8,10
D / 6000	315	–	4,71	8,45	11,02	11,90	10,08
	355	–	5,15	9,20	12,08	13,72	13,32
	400	–	5,59	10,08	13,52	15,72	15,80
	450	–	6,10	10,98	14,56	17,00	17,25
E / 7100	500	–	7,35	14,00	18,40	20,46	20,46
	560	–	8,45	15,95	20,00	23,60	24,30
	600	–	9,43	16,08	22,30	26,50	27,50
	710	–	9,80	18,00	24,10	29,00	31,30
F / 8500	800	–	11,75	21,80	31,00	36,80	39,70
	900	–	13,10	25,20	34,60	40,60	44,90
	1000	–	14,35	27,20	38,20	44,90	49,30

Таблица 4.2 – Конструктивные размеры шкивов и ременной передачи

Сечение ремня	Размеры канавок, мм				Площадь поперечного сечения ремня S_p , мм ²	Высота сечения ремня h_p , мм
	t	h	p	f		
O	2,5	9,5	12	8	47	6
A	3,3	12	15	10	81	8
B	4,2	15	19	12,5	133	10,5
C	6	21	26	17	230	13,5
D	8,5	28,5	37,5	24	476	19,0
E	10	34	44,5	29	692	23,5
F	12,5	43	58	38	1172	30,0

Требуемая расчетная длина клинового ремня L , мм:

$$L = 2a' + 1,57(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a'}$$

Полученное значение L округляется до ближайшего стандартного: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000 мм.

После определения стандартной длины ремня L находится фактическое межосевое расстояние, мм:

$$a = \frac{2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}$$

Нахождение необходимого количества ремней

Угол обхвата ремнем меньшего шкива α_1, \dots° :

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{a}$$

Угол α_1 должен быть $\geq 120^\circ$.

Скорость движения ремня v , м/с:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \leq [v]$$

где $[v] = 25$ м/с – допускаемая скорость для клиновых ремней.

Частота пробегов ремня $U, \text{с}^{-1}$:

$$U = v / L \leq [U]$$

где $[U] = 30 \text{с}^{-1}$ – допускаемая частота пробега;

L – стандартная длина ремня, м.

Соотношение $U \leq [U]$ условно выражает долговечность ремня и его соблюдение гарантирует срок службы – 1000...5000 ч.

Количество клиновых ремней:

$$z' = \frac{P_1 \cdot K_p}{P_0 K_\alpha K_j K_z}$$

где P_1 – мощность на ведущем шкиве, кВт (таблица 4.5);

K_p – коэффициент динамической нагрузки и режима работы передачи (таблица 4.3);

P_0 – допускаемая мощность на один ремень (таблица 4.1), кВт. При промежуточных значениях скорости значение P_0 интерполировать.

K_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на работу передачи (таблица 4.4);

K_l – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня. Его необходимо выбирать в зависимости от отношения длины ремня L к условной длине L_p (таблица 4.1):

$$L/L_p \quad 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0;$$

$$K_l \quad 0,86; 0,89; 0,95; 1,0; 1,04; 1,07; 1,1; 1,13; 1,15.$$

K_z – коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи:

ожидаемое число ремней	z	2...3;	4...5;	6;
	K_z	0,95;	0,90;	0,85.

Полученное расчетом число ремней округляется в большую сторону до ближайшего целого числа z .

В передачах с малой и средней мощностью рекомендуется принимать число клиновых ремней $z \leq 5$ из-за их неодинаковой длины и неравномерности нагружения.

Таблица 4.3 – Значения коэффициентов динамической нагрузки в зависимости от режимов работы передач

Характер нагрузки	Тип машины	K_p
Спокойная	Электрические генераторы, вентиляторы, центробежные насосы, компрессоры; ленточные конвейеры, станки с непрерывным процессом резания (токарные, сверлильные, шлифовальные)	1,0
Умеренные колебания нагрузки	Поршневые насосы и компрессоры с тремя цилиндрами и более; пластинчатые конвейеры; станки-автоматы	1,1
Значительные колебания нагрузки	Реверсивные приводы; станки строгальные и долбежные; поршневые насосы с одним или двумя цилиндрами; конвейеры винтовые и скребковые; элеваторы, винтовые и эксцентриковые прессы с относительно тяжелыми маховиками	1,25
Ударные и резко неравномерные нагрузки	Подъемники, эксцентриковые и винтовые прессы с относительно легкими маховиками; ножницы; молоты, мельницы	1,5

Таблица 4.4 – Коэффициент угла обхвата α_1 на меньшем шкиве K_α

Ремни	Значение K_α при угле обхвата α_1, \dots°						
	180	170	160	150	140	130	120
плоские	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82
клиновые	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

Выбор материала шкива и определение его некоторых конструктивных размеров

Обычно шкивы изготавливают из серого чугуна. Его марку назначают в зависимости от окружной скорости на ободу шкива:

при $v \leq 15$ м/с – чугун марки СЧ 10;

$v = 15 \dots 30$ м/с – чугун марки СЧ 15;

$v = 30 \dots 35$ м/с – чугун марки СЧ 20.

При скоростях до 60 м/с шкивы делают стальными.

Размеры канавок для ремня и их расположение на ободе шкива t, f, p, h принимают по данным таблицы 4.2 и рисунка 4.4.

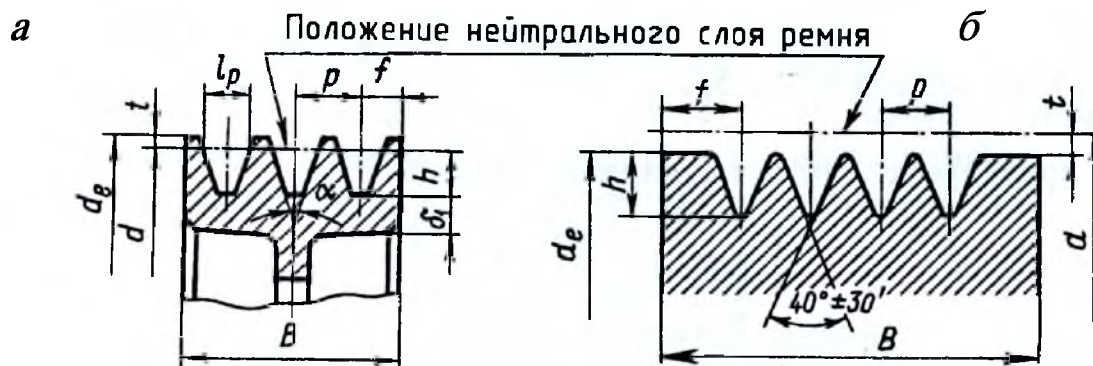


Рисунок 4.4 – Литые шкивы передач клиновым (а) и поликлиновым ремнем (б)

Профильный угол канавок α принимается равным $34 \dots 36^\circ$.

Ширина обода шкива, мм:

$$B = (z - 1) \cdot p + 2f.$$

Наружный диаметр обода шкива, мм:

$$D_{Hi} = D_i + 2t.$$

Толщина обода шкива, мм:

$$\delta_1 = (1,1 \dots 1,3)h.$$

Толщина диска, мм:

$$C = (1,2 \dots 1,3)h.$$

Диаметр отверстия (4...6 шт.) диска ≥ 25 мм.

Диаметр отверстия под вал:

$$d_{Bi} = C_2 \sqrt[3]{\frac{P_i}{n_i}},$$

где C_2 – числовой коэффициент, $C_2 = 160 \dots 130$;

P_i – мощность, передаваемая конкретным шкивом, кВт;

n_i – частота его вращения, мин^{-1} .

Значения d_{Bi} и D_{Hi} определяют для обоих шкивов.

Проверка прочности клинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви

Сила предварительного натяжения F_0 , Н:

$$F_0 = \frac{850 P_1 \cdot K_1 \cdot K_p}{z \cdot v \cdot K_\alpha}.$$

Окружная сила, передаваемая комплектом клиновых ремней F_b , Н:

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v}$$

Сила натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей, Н:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z}$$

Сила давления ремней на вал $F_{оп}$, Н:

$$F_{оп} = 2F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

Проверка прочности ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви σ_{max} , Н/мм²:

$$\sigma_{max} = \sigma_l + \sigma_n + \sigma_v \leq [\sigma]_p,$$

где σ_l – напряжение растяжения, Н/мм²:

$$\sigma_l = \frac{F_0}{S_p} + \frac{F_t}{2z \cdot S_p},$$

σ_n – напряжение изгиба, Н/мм²:

$$\sigma_n = E_n \frac{h}{D_1},$$

где $E_n = 80 \dots 100$ Н/мм² – модуль продольной упругости при изгибе для прорезиненных ремней.

σ_v – напряжение от центробежных сил, Н/мм²:

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6},$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³; $\rho = 1250 \dots 1400$ кг/м³;

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения, Н/мм²; $[\sigma]_p = 10$ Н/мм².

Если $\sigma_{max} \geq [\sigma]_p$, то следует увеличить диаметр D_1 ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи.

Задание

1. Изучить устройство и принцип действия установки по определению основных параметров клиноременной передачи.
2. Начертить общую схему клиноременной передачи.
3. Установить параметры клиноременной передачи.
4. Выбрать типоразмер ремня и определить диаметры шкивов.
6. Выбрать межосевое расстояние и длину ремня.
7. Найти необходимое количество ремней передачи.
8. Выбрать материалы шкивов и их конструктивные размеры.
9. Проверить прочность клинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви.

Исходные данные для расчета приведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Исходные данные к заданию

№ вар.	Мощность на ведущем шкиве P_1 , кВт	Частота вращения ведущего шкива n_1 , мин ⁻¹	Передаточное число ременной передачи u	Тип машины
1	3,0	2880	2,5	электрогенератор
2	4,0	2880	3,15	вентилятор
3	5,5	2880	4,0	центробежный насос
4	7,5	2900	3,55	компрессор
5	11,0	2910	2,0	ленточный конвейер
6	13,0	2920	5,0	токарный станок
7	15,0	2930	4,0	сверлильный станок
8	17,0	1430	2,0	шлифовальный станок
9	18,5	1440	3,15	поршневой насос с тремя цилиндрами
10	22,0	1440	5,0	компрессор с тремя цилиндрами
11	3,0	1440	4,5	пластинчатый конвейер
12	4,0	1440	2,5	станок-автомат
13	5,5	1450	3,55	реверсивный привод
14	7,5	955	4,0	строгальный станок
15	11,0	960	4,0	долбежный станок
16	13,0	965	2,5	поршневой насос с одним цилиндром
17	15,0	965	3,15	винтовой конвейер
18	17,0	965	5,0	скребковый конвейер
19	18,5	965	2,0	элеватор
20	22,0	710	5,0	винтовой пресс с тяжелым маховиком
21	3,0	720	2,0	эксцентриковый пресс с тяжелым маховиком
22	4,0	720	4,0	подъемник
23	5,5	725	3,15	элеватор
24	7,5	730	2,5	эксцентриковый пресс с легким маховиком
25	11,0	2900	3,15	винтовой пресс с легким маховиком

По завершении лабораторной работы необходимо пройти тестовый контроль на основе автоматизированной модульно-рейтинговой системы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Опишите устройство и принцип работы ременной передачи.
2. Какой функциональной зависимостью связаны между собой усилия в набегающей и сбегаящей ветви ременной передачи?
3. Чем отличается упругое скольжение от буксования?
4. Как определяется передаточное отношение ременной передачи?
5. Какими преимуществами и недостатками обладают ременные передачи?

Лабораторная работа № 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДОВ МАШИН

Цель работы:

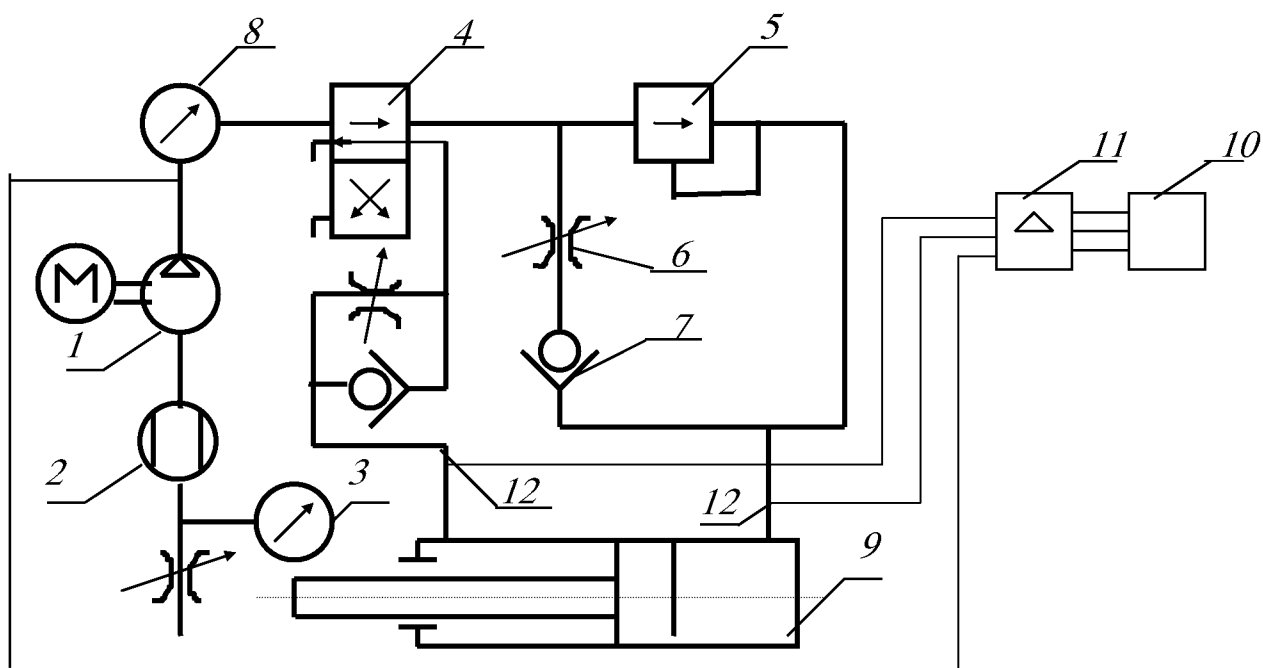
изучить устройство, принцип работы и функционирование пневматической и гидравлической систем и определить выходные параметры пневматического и гидравлического приводов.

Приборы и оборудование:

1. Стенд для диагностики пневмосистемы и гидравлический стенд.
2. Измерительно-фиксирующая аппаратура.
3. ПЭВМ.

Содержание и порядок выполнения работы

Диагностическая установка (рисунок 5.1) для испытания пневмосистемы включает в себя пластинчато-роторный одноступенчатый компрессор, однофазный электродвигатель, расходомер, пневмоцилиндр, распределительно-регулирующую и измерительно-фиксирующую аппаратуру.



- 1 – компрессор; 2 – расходомер; 3 – вакуумметр; 4 – распределитель; 5 – реле давления;
6 – дроссель; 7 – обратный клапан; 8 – манометр; 9 – пневмоцилиндр;
10 – осциллограф; 11 – усилитель; 12 – тензометрические датчики давления

Рисунок 5.1 – Схема пневмопривода лабораторной установки

Данная установка позволяет определить основные параметры компрессора (развиваемое давление, потребляемую мощность, объемный

КПД), пневмоцилиндра (номинальное давление, внутренние утечки, давление срагивания и холостого хода), распределителя (соответствие циклу работы согласно установленной для распределения схемы, утечка по зазорам распределителя), а также общий КПД системы. При необходимости можно провести более детальное исследование системы путем записи эталонных и текущих осциллограмм (скорости перемещения штока пневмоцилиндра, изменения давления по времени, потребляемой мощности и др.).

Обработку результатов измерений на ПЭВМ проводят в соответствии с алгоритмом (рисунок 5.2):

1. Вводят исходные параметры: число оборотов компрессора n , об/мин; диаметр поршня цилиндра d_p , мм; диаметр штока цилиндра $d_{ш}$, мм; ход поршня X_p , мм; объем штоковой полости $V_{ш}$, л; объем поршневой полости V_p , л; коэффициент полезного действия двигателя $\eta_{дв}$; показания манометров $p_{ц}$ и $p_{рд}$; время перемещения штока цилиндра t , с; показания амперметра I , показания вольтметра U , производительность компрессора Q_k .

2. Определяют скорость движения поршня v_1 (символ 3).

3. Определяют расход воздуха $Q_{ц}$ (символ 4).

4. Определяют выходную мощность на штоке пневмоцилиндра $N_{ц}$ (символ 5).

5. Определяют мощность электродвигателя N_e (символ 6).

6. Определяют КПД привода (символ 7) и сравнивают его с допускаемым (символ 8).

Если условие символа 8 удовлетворяется, то заканчивают счет (символ 9).

В случае невыполнения условия символа 8, необходимо начать расчет сначала, уточнив полученные данные проведенных измерений на лабораторной установке.

Объемными гидравлическими приводами являются гидросистемы, предназначенные для приведения в движение исполнительного механизма машины с преобразователем, как правило, скорости и изменением сил или моментов.

Гидравлический привод (гидропривод) состоит из объемного насоса, который преобразует механическую энергию двигателя в энергию потока рабочей жидкости, гидродвигателя или гидроцилиндра, а также устройств и механизмов, обеспечивающих управление и регулирование гидроприводом.

Объемные гидроприводы (рисунок 5.3) получили широкое применение в различных строительных машинах.

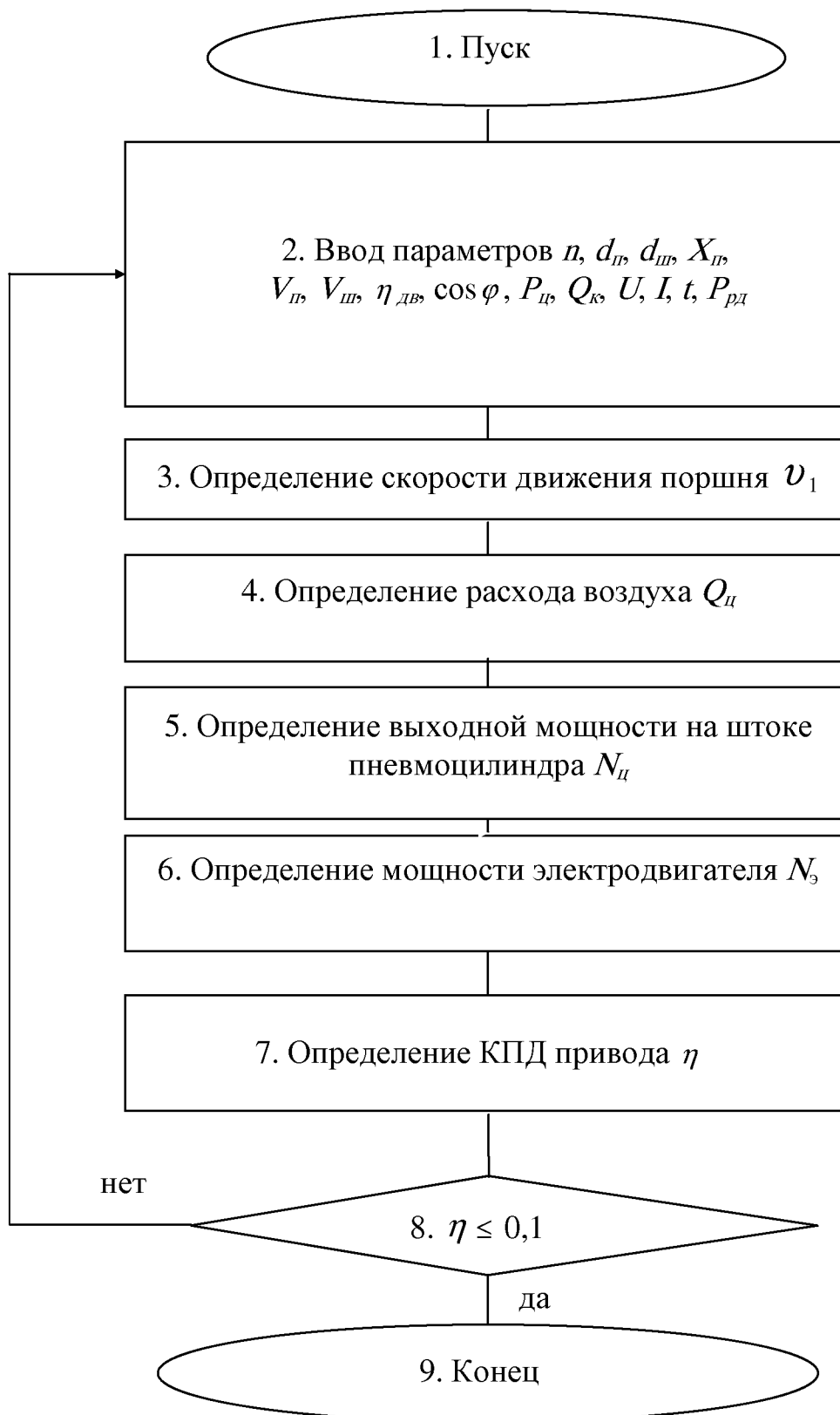
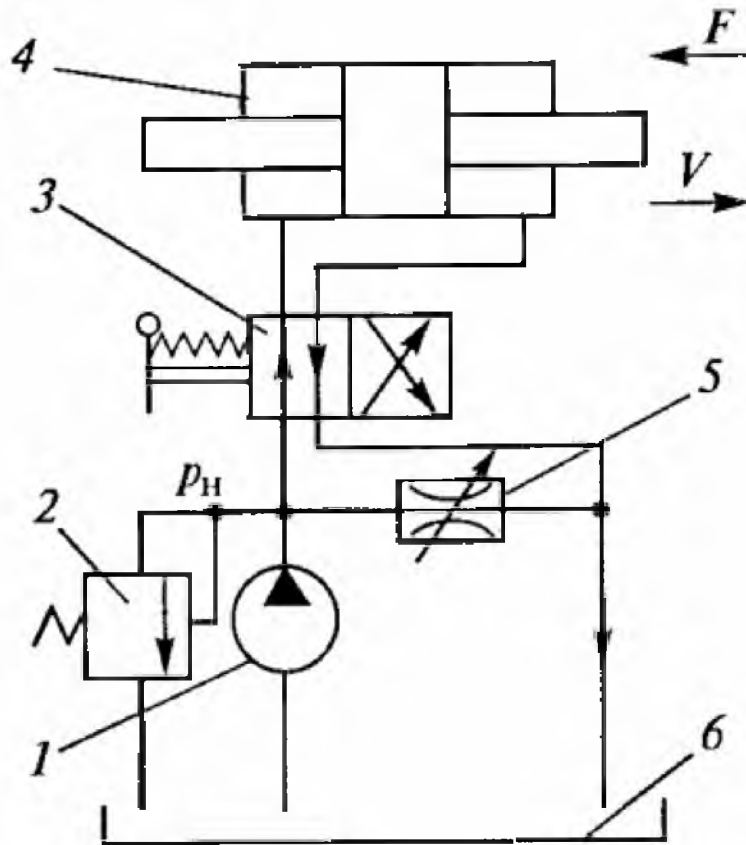


Рисунок 5.2 – Схема алгоритма расчета



1 – насос; 2 – предохранительный клапан; 3 – гидрораспределитель; 4 – гидроцилиндр;
5 – регулируемый дроссель; 6 – бак

Рисунок 5.3 – Схема гидропривода

Основным параметром насоса является его рабочий объем (подача насоса за один оборот ведущего вала):

$$q = 2\pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b,$$

где q – подача за один оборот, $\text{дм}^3/\text{об}$;

m – модуль, мм;

z – число зубьев шестерни;

b – ширина шестерни, мм.

Теоретическая производительность насоса, $\text{дм}^3/\text{мин}$:

$$Q_1 = q \cdot n,$$

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

Действительная производительность насоса Q_3 всегда меньше на величину утечек по торцовым и радиальным зазорам между шестернями и корпусом:

$$Q_3 = Q_1 - Q_2,$$

где Q_2 – величина утечек внутри насоса.

Относительная величина утечек внутри насоса характеризуется значением его объемного КПД:

$$\eta_o = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{Q_3}{Q_1}.$$

Вторым важнейшим параметром насоса является номинальное давление, которое зависит от качества изготовления основных сопряженных пар, принятых конструктивных способов уменьшения утечек и от способности элементов насоса длительное время работать с минимальным износом.

В качестве исполнительных органов в гидроприводе применяются гидроцилиндры и гидродвигатели.

Усилие на штоке гидроцилиндра $P_{ш}$ найдем из уравнения равновесия поршня:

$$P_{ш} + p_2 \cdot \frac{\pi \cdot (d_n^2 - d_{ш}^2)}{4} = p_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4}.$$

Следовательно,

$$P_{ш} = p_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} - p_2 \cdot \frac{\pi \cdot (d_n^2 - d_{ш}^2)}{4},$$

где p_1 – давление масла в поршневой полости;

p_2 – давление на сливе;

d_n – диаметр поршня;

$d_{ш}$ – диаметр штока.

Скорость поршня при выдвигании:

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_n^2},$$

где Q – количество жидкости, поступающей в цилиндр.

Скорость поршня при втягивании:

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi \cdot (d_n^2 - d_{ш}^2)}.$$

Толщина стенок стального гидроцилиндра:

$$\delta = \frac{d_n}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p_1(1 - 2\mu)}{[\sigma] - p_1(1 + 2\mu)}} - 1 \right),$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на растяжение, МПа,

$[\sigma] = 40 \dots 60$ МПа;

μ – коэффициент Пуассона, $\mu = 0,3$.

Полная мощность гидроцилиндра:

$$N_u = p_1 \cdot Q.$$

Полезная мощность гидроцилиндра:

$$N_1 = P_{ш} \cdot v_1.$$

КПД гидроцилиндра:

$$\eta_u = \frac{N_1}{N_u}.$$

В случае применения в качестве исполнительного органа гидромотора основные его параметры определяются следующими зависимостями.

Частота вращения вала гидромотора:

$$n = \frac{Q}{q} \eta_0,$$

где Q – расход жидкости, подводимой к гидромотору, $\text{дм}^3/\text{мин}$;

q – удельный расход на один оборот или рабочий объем гидромотора, $\text{дм}^3/\text{об}$;

$\eta_0 \approx 0,85 \dots 0,9$ – объемный КПД гидромотора.

Крутящий момент, развиваемый на валу гидромотора, Н·м:

$$T = 15,9 \cdot p \cdot q \cdot \eta_m$$

где η_m – КПД гидромотора.

При определении общего КПД гидропривода должны быть учтены потери мощности в насосе, гидроцилиндре и трубопроводах (всасывающем, нагнетательном, сливном).

Полный КПД гидропривода:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3,$$

где η_1, η_2, η_3 , – соответственно механический, объемный и гидравлический КПД.

Гидравлический КПД трубопроводов:

$$\eta_3 = \frac{p_H - \Delta p_{тр}}{p_H},$$

где p_H – давление на выходе из насоса;

$\Delta p_{тр}$ – сумма потерь давления во всех трубопроводах.

Полный КПД гидропривода можно определить как отношение полезной мощности к мощности электродвигателя:

$$\eta = \frac{N_1}{N_2}.$$

Мощность электродвигателя, кВт:

$$N_2 = \frac{U \cdot I \cdot \cos \varphi}{1000} \cdot \eta_{дв},$$

где U – напряжение в сети, В;

I – сила тока, А;

$\eta_{дв}$ – КПД двигателя.

Полезная мощность на цилиндре может быть также определена по формуле:

$$N_1 = \frac{p \cdot Q}{612}.$$

КПД насоса:

$$\eta_n = \frac{p_n \cdot Q_n}{612 \cdot N_2}.$$

Полный КПД гидропривода обычно колеблется в пределах

$$\eta = 0,5 \dots 0,65.$$

Обработку результатов измерений на ПЭВМ проводят в соответствии с алгоритмом (рисунок 5.4).

1. Вводят исходные параметры: число оборотов насоса n , об/мин; диаметр поршня гидроцилиндра $d_{п}$, мм; диаметр штока гидроцилиндра $d_{ш}$, мм; ход поршня $X_{п}$, мм; объем штоковой полости $V_{ш}$, л; объем поршневой полости $V_{п}$, л; КПД двигателя $\eta_{дв}$; показания манометров на выходе из насоса и в гидроцилиндре $p_{ц}$ и $p_{рд}$; время передвижения штока при выдвигании и при втягивании $t_{п}$ и $t_{о}$, с; показания амперметра I , показания вольтметра U , производительность насоса Q_k ; расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр $Q_{ц}$.

2. Определяют усилие на штоке цилиндра $P_{ц}$ (символ 3).

3. Определяют скорости движения штока v_1 и v_2 (символ 4).

4. Определяют полную и полезную мощности гидроцилиндра $N_{ц}$, N_1 (символ 5).

5. Определяют КПД гидроцилиндра $\eta_{ц}$ (символ 6).

6. Определяют мощность электродвигателя N_2 (символ 7).

7. Определяют КПД насоса η_n (символ 8).

8. Определяют КПД системы (символ 9) η и сравнивают его с допускаемым значением (символ 10).

Если условие символа 10 удовлетворяется, то заканчивают счет (символ 11).

В случае невыполнения условия символа 10, необходимо начать расчет сначала, уточнив полученные данные проведенных измерений на лабораторной установке.

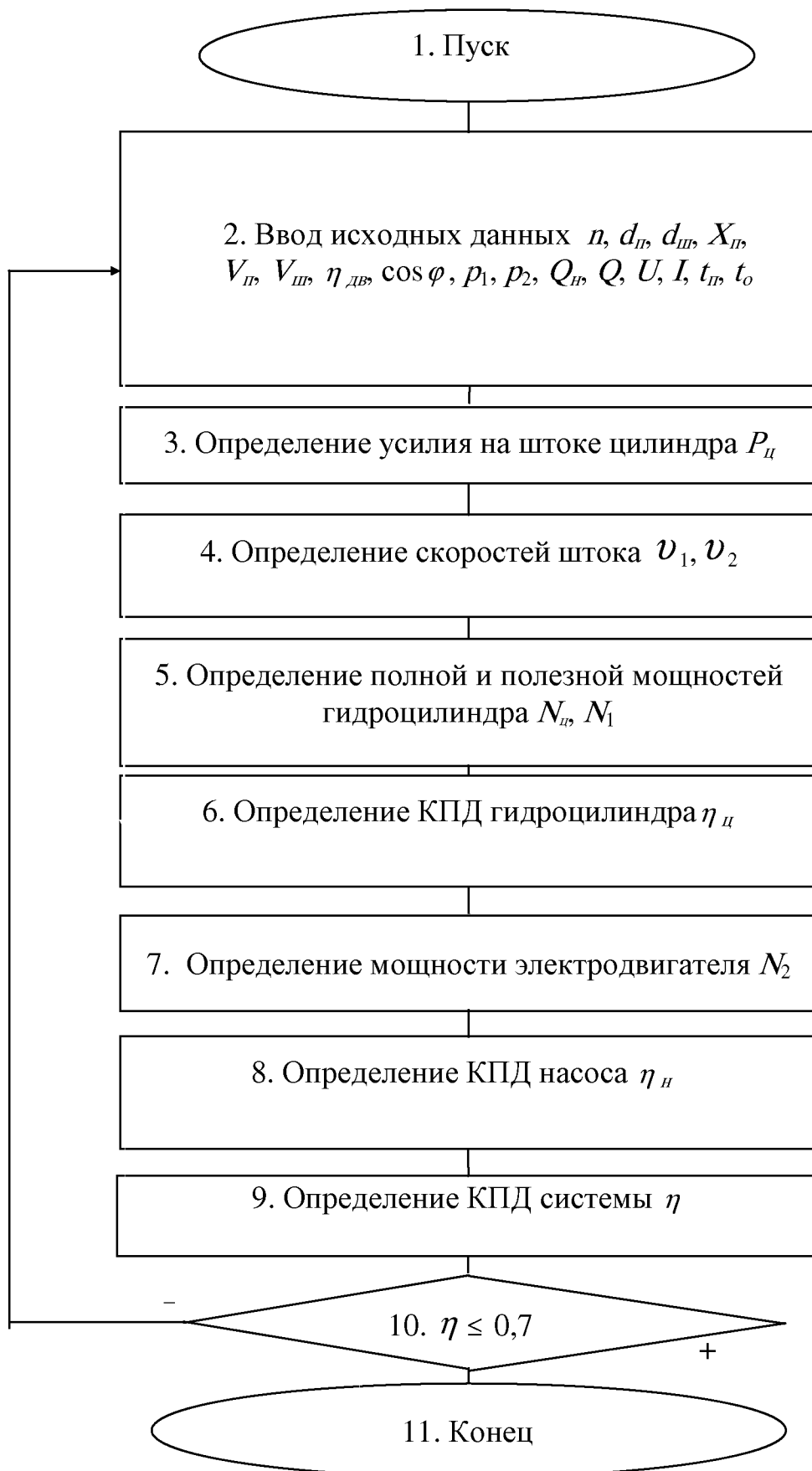


Рисунок 5.4 – Схема алгоритма расчета

Задание

1. Изучить конструкцию и особенности работы пневмо- и гидросистем.
2. Вычертить схемы пневмо- и гидросистем (рисунки 5.1, 5.3).
3. Снять необходимые параметры при отключенных установках.
4. Включить установки и произвести необходимые измерения.
5. Выполнить обработку результатов измерений на ПЭВМ.

По завершении лабораторной работы необходимо пройти тестовый контроль на основе автоматизированной модульно-рейтинговой системы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Какие основные приборы и оборудование применяются в пневмосистемах?
2. Каким способом можно повысить КПД пневмосистемы?
3. Укажите достоинства и недостатки гидравлического привода.
4. Какие насосы применяют в гидросистемах строительных машин?
5. В чем заключается отличие гидронасоса от гидромотора?
6. Какими выходными параметрами характеризуется гидросистема?
7. Как различаются по конструкции гидроцилиндры?
8. Дайте сравнительную характеристику КПД пневмо- и гидросистем.

Лабораторная работа № 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Цель работы:

изучить устройство и конструктивные особенности ленточного конвейера и определить его основные параметры.

Приборы и оборудование:

1. Модель ленточного конвейера.
2. Измерительно-фиксирующая аппаратура.
3. ПЭВМ.

Содержание и порядок выполнения работы

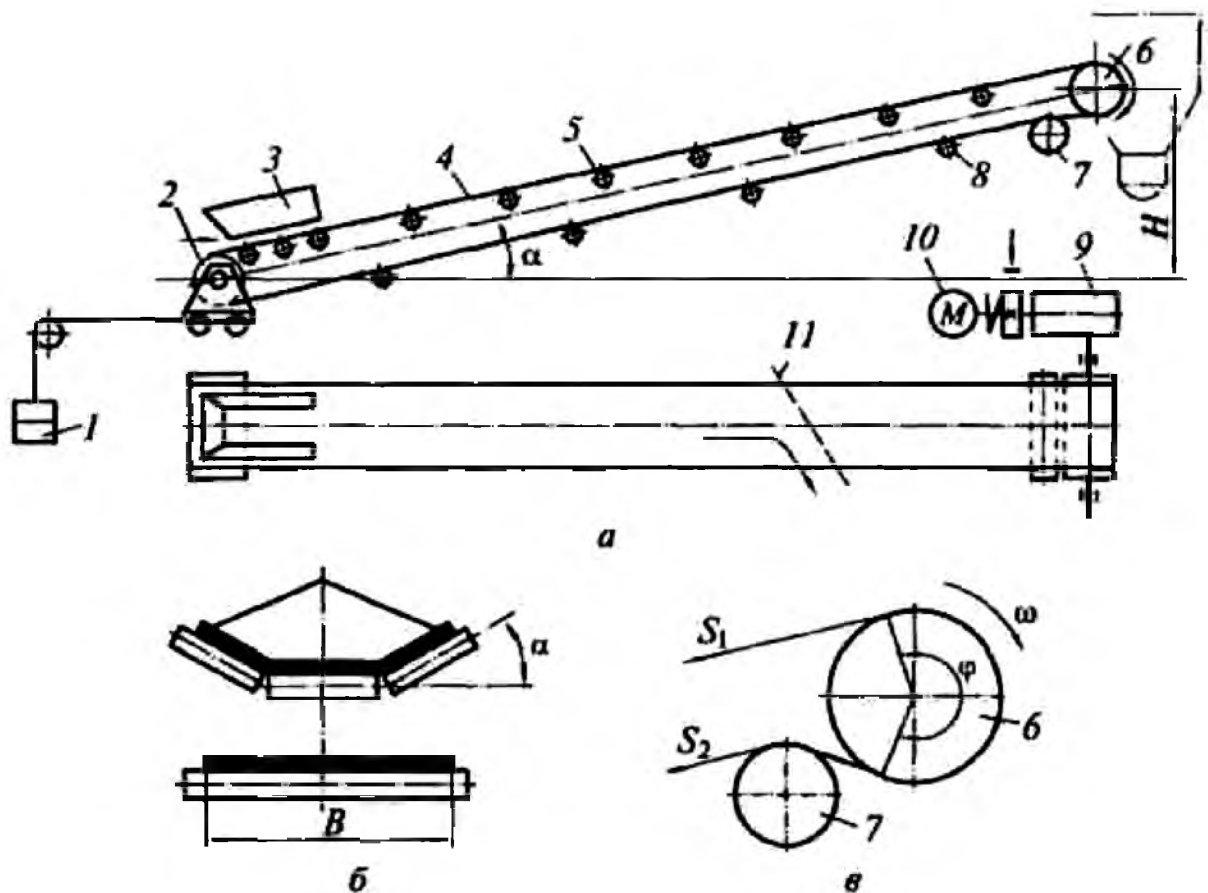
Ленточные конвейеры широко применяют для перемещения в горизонтальном и наклонном направлениях однородных сыпучих, пластичных материалов и мелкоштучных грузов. Достоинствами этих конвейеров являются простота конструкции, малая собственная масса, надежность работы и удобство в эксплуатации.

Ленточными конвейерами (рисунок 6.1, а) материал перемещают как в горизонтальном, так и в наклонном направлениях бесконечной прорезиненной лентой 4, огибающей приводной 6 и натяжной 2 барабаны. Движение ленты с перемещаемым грузом, поступающим через загрузочное устройство 3, обеспечивается силой трения на поверхности ее контакта с приводным барабаном, вращение которому передается от электродвигателя 10 через редуктор 9. Зависимость между усилиями в набегающей на ведущий барабан S_1 (рисунок 6.1, в) и сбегающей с него S_2 ветвях определяются по формулам для ременной передачи. Необходимое натяжение ленты обеспечивается различными конструктивными решениями, в частности грузом 1, подвешенным на канате, второй конец которого закреплен на подвижной каретке натяжного барабана 2. Для повышения тягового усилия приводного барабана увеличивают угол его обхвата φ лентой за счет поджимного барабана 7, а также повышают коэффициент трения f , например, путем вулканизации рабочей поверхности барабана слоем резины.

Обе ветви конвейерной ленты поддерживаются от провисания катучими опорами 5 и 8, установленными более часто под грузовой ветвью и реже – под холостой. В зоне загрузки материала, где опоры установлены наиболее часто, они представляют собой прямые горизонтальные ролики (рисунок 6.1, б). Такие же ролики устанавливают и на холостой ветви ленты. Остальные катучие опоры под грузовой ветвью выполняют либо также прямыми, либо, с целью увеличения площади поперечного сечения транспортируемого материала, от которой зависит

производительность конвейера, – желобчатыми из одного горизонтального и двух наклонных (под углом $\alpha = 20...30^\circ$) роликов.

Материал разгружают через головной барабан *б* (рисунок 6.1, *а*). В случае прямых роlikоопор под грузовой ветвью возможна также промежуточная разгрузка с помощью наклонно установленного плужкового сбрасывателя *11*. При необходимости промежуточной разгрузки на длинных конвейерах могут быть установлены также специальные промежуточные сбрасывающие тележки. Предельный угол наклона конвейера к горизонту зависит от подвижности транспортируемого материала и коэффициента трения материала о конвейерную ленту. Он не превышает $2/3$ угла естественного откоса материала в движении (для строительных материалов не более 22°). При необходимости подъема материала на большую высоту при малом угле наклона приходится значительно увеличивать длину конвейера, что повышает стоимость установки.



а – схема конструкции; *б* – роlikоопоры;
в – схема усилий в ветвях ленты в зоне приводного барабана

Рисунок 6.1 – Ленточный конвейер

Основной характеристикой ленточного конвейера является производительность.

Расчет основных параметров конвейера проводится в следующей последовательности:

Определяем требуемую ширину ленты, м:

$$B = \sqrt{\frac{\Pi_k}{0,16 \cdot v \cdot \gamma \cdot (c + 1)}},$$

где Π_k – производительность конвейера, т/ч;

v – скорость ленты, м/с;

γ – насыпная плотность материала, кг/м³;

c – коэффициент, учитывающий снижение производительности при установке конвейера в наклонном положении.

При выборе ширины ленты необходимо также учитывать крупность кусков транспортируемого материала. Лента должна удовлетворять следующим требованиям:

для сортированного материала

$$B \geq 3,3 \cdot a' + 0,2;$$

для рядового материала

$$B \geq 2 \cdot a + 0,2,$$

где a' – наибольший размер кусков, м;

a – размер среднего куска, м.

Для дальнейших расчетов принимаем большее значение ширины ленты, которую округляют до ближайшего большего стандартного значения.

Вычисляем мощность двигателя. При работе конвейера мощность расходуется на перемещение материала и на преодоление сопротивления холостого хода ленты.

Мощность на валу приводного барабана, кВт:

$$N_0 = (N_1 + N_2) \cdot k_d,$$

где N_1 – мощность, расходуемая на перемещение материала;

N_2 – мощность, расходуемая на холостой ход ленты;

k_d – коэффициент, учитывающий влияние длины конвейера.

Мощность конвейера для перемещения материала определяем по формуле

$$N_1 = \frac{\Pi_k \cdot H}{367} + \frac{\Pi_k \cdot L_r \cdot w}{367},$$

где $\frac{\Pi_k \cdot H}{367}$ – мощность для подъема материала на высоту H при его непрерывном потоке Π_k , т/ч;

$\frac{\Pi_k \cdot L_r \cdot w}{367}$ – мощность для перемещения материала по горизонтальному пути длиной, равной горизонтальной проекции конвейера L_r , м, которую вычисляют по формуле

$$L_r = L_1 + \frac{H}{\operatorname{tg} \beta},$$

w – общий коэффициент сопротивления движению груза, равный 0,035...0,04 (для роликоопор на подшипниках качения).

Мощность, расходуемая на холостой ход ленты, кВт:

$$N_2 = k_1 \cdot L_r \cdot v,$$

где k_1 – коэффициент сопротивления, зависящий от ширины ленты;
 v – скорость ленты, м/с.

Требуемая мощность двигателя, кВт:

$$N_{дв} = \frac{N_0}{\eta},$$

где η – КПД привода барабана, $\eta = 0,75 \dots 0,80$.

Рассчитываем максимальное натяжение ленты и требуемое количество прокладок в ней.

Тяговое усилие на приводном барабане:

$$P_T = \frac{102 \cdot N_{дв}}{v}.$$

Исходя из формулы Эйлера, максимальное натяжение ленты:

$$S_{\max} = P_m \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1},$$

где α – угол обхвата ленты приводного барабана;
 μ – коэффициент трения между барабаном и лентой.
Количество прокладок в ленте:

$$n_i = \frac{S_{\max}}{B \cdot p},$$

где p – допускаемая нагрузка на 1 м ширины одной прокладки.

Определяем размеры приводного и натяжного барабанов:
диаметр приводного барабана:

$$D_{бар} = (120 \dots 150) \cdot n_i,$$

длина барабана:

$$L_{бар} = B + 100,$$

диаметр натяжного барабана:

$$D_{н.б} = 100 \cdot n_i.$$

Автоматизированный расчет ленточного конвейера проводим на ПЭВМ в соответствии с разработанной авторской программой.

Задание

1. Изучить конструктивные особенности ленточных конвейеров и методику их расчета.
2. Вычертить принципиальную схему ленточного конвейера (рисунок 6.1).
3. Провести в соответствии с заданным вариантом (таблица 6.1) на ПЭВМ расчет основных параметров ленточного конвейера и выполнить анализ его технико-эксплуатационных показателей.

Таблица 6.1 – Исходные данные к заданию

Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Производительность конвейера P_k , т/ч	160	170	180	190	200	210	215
Длина конвейера L_r , м	30	35	40	45	50	55	40
Угол наклона β , ...°	10	12	14	16	18	10	12
Высота подъема H , м	10	11	12	13	14	15	14
Перемещаемый материал	ще- бень	гра- вий	ще- бень	гра- вий	ще- бень	гра- вий	ще- бень
Насыпная плотность γ , кг/м ³	1800	1900	1800	1900	1800	1900	1800
Максимальный размер кусков a' , мм	50	55	60	65	70	75	70
Угол обхвата приводного барабана α , ...°	210	240	240	300	180	240	300
Скорость v , м/с	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,6
Влажность окружающего воздуха	сухой	очень влаж- ный	влаж- ный	сухой	очень влаж- ный	влаж- ный	сухой

Примечание – Значения коэффициента c и др. находятся в базе данных ПЭВМ.

По завершении лабораторной работы необходимо пройти тестовый контроль на основе автоматизированной модульно-рейтинговой системы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Какие машины непрерывного транспорта применяют в строительстве?
2. Укажите достоинства и недостатки ленточных конвейеров.
3. Каким образом можно повысить тяговое усилие конвейера?
4. Как определяется производительность конвейера и пути ее повышения?
5. Какое влияние оказывают свойства перемещаемых материалов на работу конвейера?

Лабораторная работа № 7

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИНТОВОГО ДОМКРАТА

Цель работы:

изучить устройство, принцип работы винтового домкрата и определить его основные параметры.

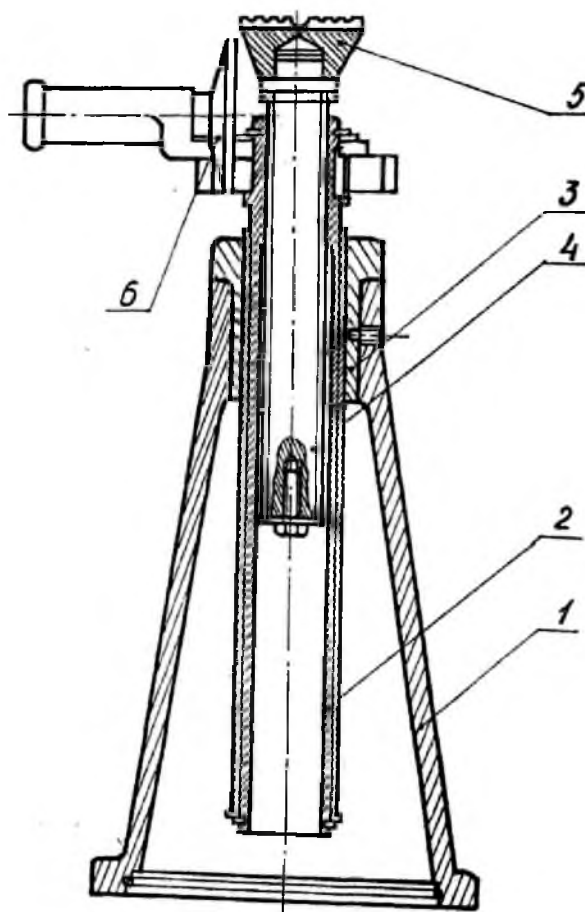
Приборы и оборудование:

1. Двухвинтовой домкрат.
2. Измерительный инструмент.
3. ПЭВМ.

Содержание и порядок выполнения работы

Винтовой домкрат (рисунок 7.1) представляет собой грузоподъемное устройство для перемещения груза вращающимися стальными винтами с трапецеидальной резьбой.

Основные параметры и профиль резьбы приведены на рисунке 7.2 и в таблице 7.1.



1 – корпус; 2 – полый винт; 3 – гайка; 4 – сплошной винт; 5 – головка;
6 – рукоятка с трещеткой

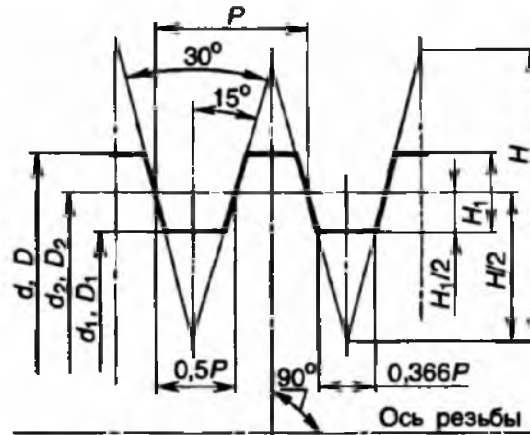
Рисунок 7.1 – Двухвинтовой домкрат

Необходимым требованием к работе винтовых домкратов является соблюдение условия самоторможения, т. е. угол подъема винтовой линии α должен быть меньше угла трения в резьбе ρ . В этом случае под действием осевой нагрузки F_α винт не может поворачиваться (из-за трения) относительно неподвижной гайки (т. е. груз не должен опускаться, пока к рукоятке не приложено усилие).

Угол подъема винтовой линии α :

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{P_n}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{P \cdot n}{\pi \cdot d_2},$$

где P_n – ход резьбы, мм;
 d_2 – средний диаметр резьбы, мм;
 P – шаг резьбы, мм;
 n – число заходов резьбы.



d – наружный диаметр резьбы (винта); D – наружный диаметр внутренней резьбы (гайки); d_2 – средний диаметр наружной резьбы; D_2 – средний диаметр внутренней резьбы; d_1 – внутренний диаметр наружной резьбы; D_1 – внутренний диаметр внутренней резьбы; P – шаг резьбы; H – высота исходного треугольника;
 H_1 – рабочая высота профиля

Рисунок 7.2 – Основной профиль трапецеидальной резьбы

Таблица 7.1 – Основные параметры трапецеидальной резьбы

Шаг P	$H = 1,866P$	$H/2 = 0,933P$	$H_1 = 0,5P$	$0,366P$
4	7,464	3,732	2	1,464
5	9,330	4,665	2,5	1,830
6	11,196	5,598	3	2,196
7	13,062	6,531	3,5	2,562
8	14,928	7,464	4	2,928
9	16,794	8,397	4,5	3,294

Значения диаметров резьбы вычисляют по формулам:

$$D_1 = d - 2H_1 = d - P, \quad d_2 = D_2 = d - H_1 = d - 0,5P.$$

Приведенный угол трения в резьбе ρ :

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

где α' – угол профиля данной резьбы (рисунок 7.2);

f_t – коэффициент трения, величину которого принимают в зависимости от материала соприкасающихся поверхностей и их состояния (таблица 7.2).

Таблица 7.2 – Значения коэффициента трения и допускаемого напряжения

Сочетание материала винтовой пары	Коэффициент трения f_t	Допускаемое напряжение $[q]$, Н/мм ²
Сталь–бронза	0,08...0,12	8...12
Сталь–сталь	0,15...0,25	7,5...13
Сталь–чугун	0,10...0,15	4...8

Грузоподъемность домкрата из условия износостойкости витков резьбы:

$$F_a \leq \frac{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot [q]}{2},$$

где h – высота гайки, мм;

$[q]$ – допускаемое напряжение в резьбе, Н/мм² (таблица 7.2).

По полученной замером высоте гайки определяем число рабочих витков z_1 :

$$z_1 = \frac{h}{P} \leq 10.$$

При получении $z_1 > 10$ следует принять $z_1 = 10$ и пересчитать высоту гайки.

Грузоподъемность домкрата из условия прочности и устойчивости витков резьбы:

$$F_a = S_b \cdot [\sigma_{сж}] \cdot \varphi,$$

где S_b – площадь сечения винта по внутреннему диаметру резьбы, мм²;

для сплошного винта $S_b = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2$; для полого винта $S_b = \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_0^2)$.

Здесь d_1 – внутренний диаметр резьбы, мм; d_0 – диаметр отверстия полого винта, мм; $[\sigma_{сж}]$ – допускаемое напряжение на сжатие, $[\sigma_{сж}] = 60...80$ Н/мм²;

φ – коэффициент уменьшения допускаемых напряжений (выбираем в зависимости от гибкости стержня λ по таблице 7.3).

Таблица 7.3 – Определение коэффициента уменьшения допускаемых напряжений

λ	0	10	20	30	40	50	60	70	80	100	120	140
φ	1,00	0,98	0,95	0,91	0,89	0,86	0,82	0,76	0,70	0,51	0,37	0,29

Гибкость стержня винта:

$$\lambda = \frac{\mu_c \cdot l_c}{i_r},$$

где l_c – рабочая длина стержня (винта), определяемая путем замера;
 μ_c – коэффициент, учитывающий способ закрепления стержня, $\mu_c = 2$;
 i_r – радиус инерции, для сплошного винта $i_r = d_1/4$; для полого винта

$$i_r = \frac{d_1}{4} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^2}.$$

Максимальная высота подъема H определяется как сумма рабочих длин винтов, $H = l_{c1} + l_{c2}$.

Зависимость между моментом, приложенным к винту, и осевой силой определяется из равенства момента движущих сил сумме моментов сил сопротивления, т. е.

$$T_q = T_p + T_r,$$

где T_q – момент движущих сил (момент на рукоятке), $T_q = F_t l_p$. Здесь F_t – усилие, приложенное к рукоятке (рычагу) домкрата, Н;

l_p – рабочая длина рукоятки, мм;

T_p – момент трения в резьбе, $T_p = F_a \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$.

В двухвинтовом домкрате общий момент трения в резьбе равен сумме моментов трения винтовых пар, т. е.:

$$T_p = T_{p1} + T_{p2},$$

где T_{p1} – момент трения в винтовой паре: сплошной винт–гайка;

T_{p2} – момент трения в винтовой паре: полый винт–гайка.

Момент сил трения на опорном торце верхней головки винта T_r :

$$T_r = \frac{1}{3} F_a \cdot f_t \cdot \frac{D^3 - d_r^3}{D^2 - d_r^2},$$

где D – наружный (нижний) диаметр чашки домкрата, мм;

d_r – внутренний диаметр чашки, мм;

f_t – коэффициент трения, принимаемый с учетом смазки соприкасающихся поверхностей (таблица 7.2).

В двухвинтовом домкрате чашка закреплена на головке винта неподвижно, следовательно, момент трения на опорной поверхности будет равен нулю ($T_T = 0$).

Коэффициент полезного действия определяется по формуле

$$\eta = \frac{tg\alpha \cdot d_2 + tg\alpha_n \cdot d_{2n}}{tg(\alpha + \rho) \cdot d_2 + tg(\alpha_n + \rho_n) \cdot d_{2n}},$$

где d_2, d_{2n} – средний диаметр сплошного и полого винта, мм;

α, α_n – угол подъема винтовой линии сплошного и полого винта;

ρ, ρ_n – приведенный угол трения для сплошного и полого винта.

Общий КПД грузовых винтов не превышает 30...40%, так как винты выполняют самотормозящимися, т. е. с углом подъема винтовой линии $\alpha < \rho$.

В ходовых винтах, которые выполняются с углами винтовой линии $\alpha > \rho$ и обильно смазываются, КПД повышается до 80...90%.

Задание

1. Вычертить схему двухвинтового домкрата (рисунок 7.1).
2. Определить параметры резьбы винтов и гаек, полученные результаты округлить до стандартного значения. Произвести проверку винтов на условие самоторможения.
3. Определить грузоподъемность для каждого винта домкрата из условия износостойкости витков резьбы.
4. Определить грузоподъемность домкрата из условия прочности и устойчивости витков резьбы.
5. По полученным результатам установить действительную грузоподъемность домкрата и максимальную высоту подъема груза.
6. Найти значения моментов сил сопротивления T_q .
7. Определить необходимую длину рычага l_p при условии $F_{A1} = 400$ Н, $F_{A2} = 300$ Н, $F_{B3} = 200$ Н.
8. Вычислить КПД домкрата.
9. Результаты измерений и вычислений занести в таблицы 7.4–7.6.

Таблица 7.4 – Основные геометрические параметры винтов и гаек

Материал пары	Винтовая пара	d , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	P , мм	α' , ...°
Сталь–чугун	№ 1					
Сталь–сталь	№ 2					

Таблица 7.5 – Проверка условия самоторможения и грузоподъемности домкрата

Винтовая пара	α , ...°	ρ , ...°	Грузоподъемность F_a , Н			Высота подъема H , мм
			из условия износа	из условия прочности	согласно ГОСТ	
№ 1						
№ 2						

Таблица 7.6 – Результаты вычислений моментов сил сопротивления, КПД домкрата и длин рычага

Параметры						
T_{p1} , Н·мм	T_{p2} , Н·мм	T_p , Н·мм	КПД домкрата η , %	l_{p1}	l_{p2}	l_{p3}

По завершении лабораторной работы необходимо пройти тестовый контроль на основе автоматизированной модульно-рейтинговой системы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Укажите область применения и назовите основные параметры винтового домкрата.
2. Каковы достоинства и недостатки передачи винт–гайка?
3. Назовите материалы, применяемые для изготовления передачи винт–гайка, и требования, предъявляемые к ним.
4. За счет чего обеспечивается условие самоторможения винтового домкрата?

Лабораторная работа № 8

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ПОЛИСПАСТНОЙ СИСТЕМЫ

Цель работы:

освоить методику расчета полиспастных систем и выбрать канаты грузового и стрелового полиспастов крана.

Приборы и оборудование:

1. Электроталь.
2. Электрифицированная модель башенного крана.
3. Динамометр и набор грузов.
4. ПЭВМ.

Содержание и порядок выполнения работы

При расчете полиспастной системы необходимо правильно подобрать блоки и канат для ее оснащения, а также лебедку с необходимым тяговым усилием.

Полиспастом называется система подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью и предназначенных для увеличения силы или скорости. Подвижные блоки, в которых ось перемещается в пространстве, применяют при подъеме груза для выигрыша в силе или пути (скорости). Неподвижные блоки служат только для изменения направления каната; оси их закреплены неподвижно.

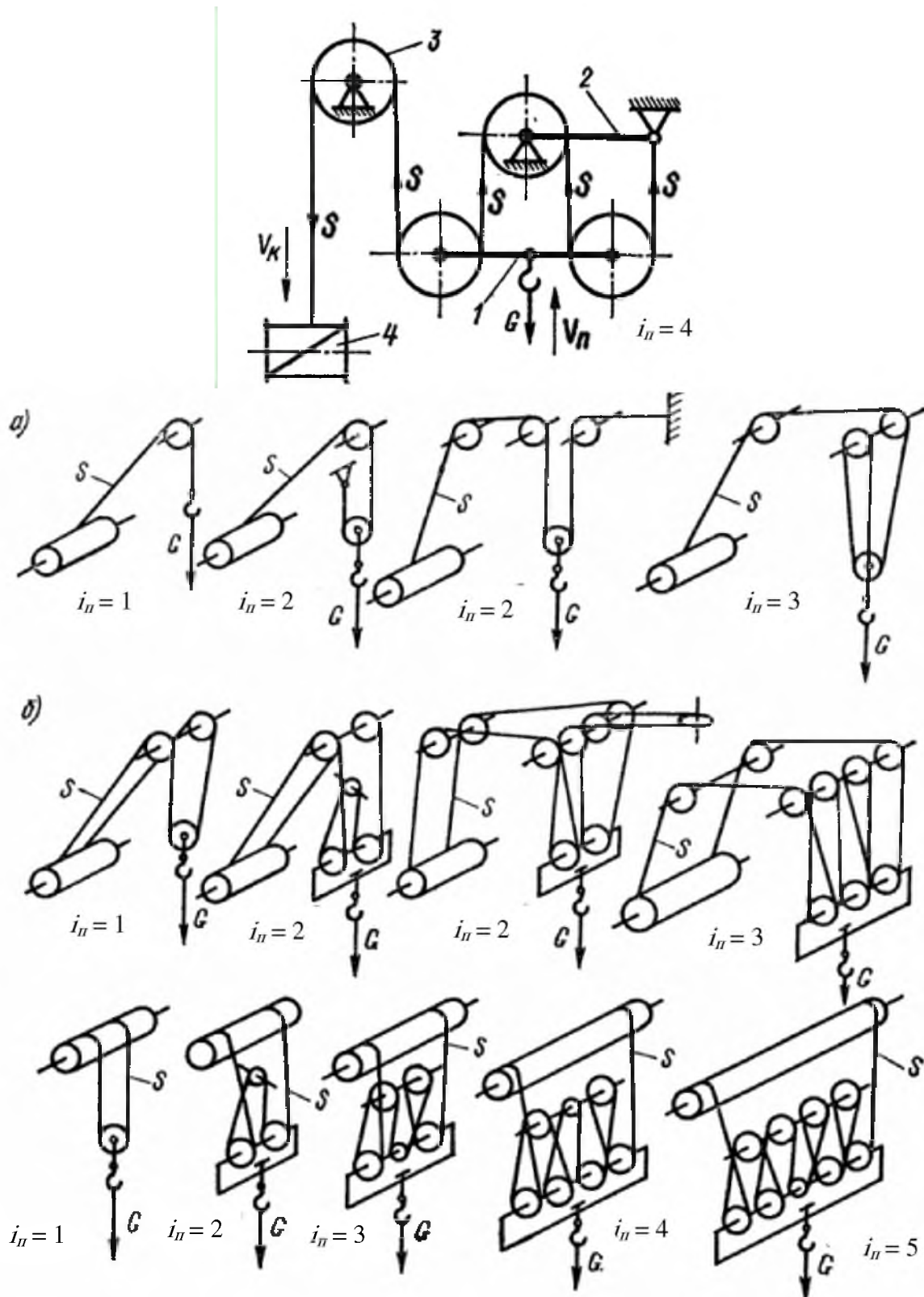
Основным параметром полиспаста является его **кратность** i_{Π} . Без учета потерь в опорах блоков и при сгибании каната кратность полиспаста для выигрыша в силе показывает, во сколько раз усилие в ветви каната, идущей на барабан, меньше силы тяжести массы (веса) поднимаемого груза.

Полиспасты бывают одинарные и сдвоенные (два одинарных полиспаста) (рисунок 8.1). Кратность полиспаста i_{Π} есть частное от деления числа ветвей, на которых висит груз, на число ветвей каната, наматываемых на барабан. Рекомендуемые тип полиспаста и его кратность в зависимости от грузоподъемности механизма приведены в таблице 8.1.

Таблица 8.1 – Тип и кратность полиспаста

Тип полиспаста	Кратность полиспаста i_{Π} при грузоподъемности, т					
	до 1	1,25...6,3	8...16	20...32	40...50	60...70
простой	1; 2	2; 3	4; 5	6; 7	8; 9	10; 11
сдвоенный	–	2	2; 3	3; 4	4; 5	5; 6

Если свободный конец каната сбегает с **неподвижного блока**, кратность полиспаста i_{Π} равна числу блоков z в полиспасте, т. е. $i_{\Pi} = z$, а если с **подвижного блока**, то $i_{\Pi} = z + 1$.



1 – подвижная обойма; 2 – неподвижная обойма; 3 – направляющий блок;
 4 – барабан лебедки: а – одинарные полиспасты; б – двойные полиспасты

Рисунок 8.1 – Схемы канатных полиспастов

В *одинарных* полиспастах один конец каната закреплен на барабане, а второй конец закрепляется при **четной кратности** на неподвижном элементе конструкции, а при **нечетной кратности** – на крюковой обойме.

Коэффициент полезного действия полиспаста определяется по формуле

$$\eta_{II} = \frac{1 - \eta_{\text{бл}}^{i_{II}}}{i_{II}(1 - \eta_{\text{бл}})} \cdot \eta^a,$$

где $\eta_{\text{бл}}$ – КПД блока;

i_{II} – кратность полиспаста;

a – количество неподвижных направляющих блоков.

При выводе данной формулы принято, что КПД подвижных и неподвижных блоков одинаковы.

КПД блоков с учетом жесткости каната, его диаметра d_k , диаметра блока $D_{\text{бл}}$, оси блока d_{II} , угла обхвата α можно определять по формулам: для **неподвижного** блока:

$$\eta_{\text{н.б}} = 1 - \frac{2 \cdot \zeta}{D_{\text{бл}}} - 2 f_{II} \frac{d_{II}}{D_{\text{бл}}} \sin \frac{\alpha}{2};$$

для **подвижного** блока:

$$\eta_{\text{п.б}} = 1 - \frac{2 \cdot \zeta}{D_{\text{бл}}} - f_{II} \frac{d_{II}}{D_{\text{бл}}} \sin \frac{\alpha}{2},$$

где ζ – коэффициент жесткости стального каната, $\zeta = (0,10 \dots 0,15) d_k$.
Здесь d_k – диаметр каната, м;

$D_{\text{бл}}$ – диаметр блока, м;

f_{II} – коэффициент трения в цапфе оси блока;

d_{II} – диаметр цапфы, м;

α – угол обхвата каната.

При рассмотрении **одинарной полиспастной системы** принимаем во внимание последовательное соединение гибкой связью блоков подвижных и неподвижных, при этом полагаем, что угол обхвата $\alpha = 180^\circ$. Суммируя потери, получаем формулу:

$$\eta_{II} = 1 - \left(\frac{2 \cdot \zeta}{D_{\text{бл}}} + 2 f_{II} \frac{d_{II}}{D_{\text{бл}}} \right) (n_{\text{н.б}} + 0,5 n_{\text{п.б}} + a),$$

где $n_{\text{н.б}}$, $n_{\text{п.б}}$ – количество соответственно неподвижных и подвижных блоков в полиспасте.

КПД сдвоенного полиспаста равен КПД одинарного (параллельный силовой поток).

Для расчета КПД полиспаста удобнее получить его зависимость от кратности, определяемой по формуле:

$$i_{II} = 2n_{\text{п.б}} + a_r,$$

где a_r – коэффициент, $a_r = 1$ при нечетной кратности полиспаста, и $a_r = 0$ при четной.

После соответствующих преобразований формула для определения КПД полиспаста принимает следующий вид:

$$\eta_{\Pi} = 1 - 0,75 \varphi_{\Pi, \delta} (i_{\Pi} - a_{\Pi}) - \sum_{j=1}^a \varphi_j,$$

где $\varphi_{\Pi, \delta}$ – коэффициент потерь, $\varphi_{\Pi, \delta} = 2(\zeta + f_{\Pi} \cdot d_{\Pi}) / D_{\delta \Pi}$;
 a_{Π} – коэффициент, $a_{\Pi} = 1,0$ при нечетной кратности полиспаста,
 $a_{\Pi} = 1,33$ при четной;

φ_j – коэффициент потерь j -го направляющего блока,

$$\varphi_j = 2 (\zeta + f_{\Pi} d_{\Pi} \sin \alpha / 2) / D_{\delta \Pi}.$$

При количестве блоков $a = 0$ формула упрощается и принимает вид для полиспастов с нечетной кратностью:

$$\eta_{\Pi, \text{нч}} = 1 - 0,75 \varphi_{\Pi, \delta} (i_{\Pi} - 1);$$

с четной кратностью:

$$\eta_{\Pi, \text{ч}} = 1 - 0,75 \varphi_{\Pi, \delta} (i_{\Pi} - 1,33).$$

Коэффициент потерь принимается при известном КПД неподвижного блока (таблица 8.2) по соотношению

$$\varphi_{\Pi, \delta} = 1 - \eta_{\Pi, \delta}.$$

Таблица 8.2 – Исходные данные для расчета

№ вар.	Тип подшипника	Условия работы	КПД неподвижного блока $\eta_{\Pi, \delta}$	Коэффициент запаса прочности k
1–4	качественная	Нормальная смазка	0,98	5,0
5–7		Плохая смазка, высокая температура	0,97	5,5
8–11	скользящая	Нормальная смазка	0,96	6,0
12–14		Плохая смазка, высокая температура	0,94	6,5

При использовании в полиспастных системах направляющих блоков учитывается зависимость КПД блока от угла обхвата α . Для ориентировочных расчетов рекомендуется принимать следующие значения КПД:

α	180°	90°	45°	15°
η_j	0,98	0,985	0,987	0,99

Коэффициент потерь с учетом зависимости КПД направляющих блоков от угла обхвата α принимается по соотношению:

$$\varphi_j = 1 - \eta_j.$$

Наибольшее усилие (Н) в канате грузового полиспаста:

$$F_{\kappa} = \frac{Q \cdot g}{a_{\Pi} \cdot i_{\Pi} \cdot \eta_{\Pi}},$$

где Q – масса поднимаемого груза с крюковой обоймой, кг;

a_{Π} – число полиспастов в системе.

Усилия в любой ветви полиспаста определяем по формуле:

$$F'_k = \frac{f-1}{f^n-1} Q \cdot f^i,$$

где f – коэффициент, учитывающий потери усилия на трение и сгиб каната при огибании им одного ролика (при подшипниках качения $f=1,02$; при бронзовых втулках $f=1,04$; для роликов без втулок $f=1,06$);

n – число рабочих ветвей полиспаста;

i – порядковый номер ветви.

Нумерацию ветвей полиспаста начинают от ветви, конец которой неподвижно закреплен на одном из блоков. Для расчета закрепления направляющего блока определяют суммарные усилия в ветвях полиспаста, огибающих данный блок, по правилу параллелограмма.

Расчетное разрывное усилие (Н) каната:

$$F = F'_k \cdot k,$$

где k – коэффициент запаса прочности (таблица 8.2).

По таблице 8.3 подбираем стандартный канат с временным сопротивлением разрыву 1764 МПа и более.

Стальные канаты рассчитываются на прочность путем определения максимальных расчетных усилий в ветвях, умножения их на коэффициент запаса прочности и сравнения полученных значений с разрывным усилием каната в целом. При этом расчетные усилия, действующие на канат, включают нормативные нагрузки без учета коэффициентов перегрузки и динамичности от массы поднимаемых грузов вместе с монтажными приспособлениями и усилий в оттяжках, тросах.

Расчетная нагрузка на стреловой полиспаст:

$$\Sigma Q = Q_{гр} + Q_{к.о} + Q_{в.о.гр.п} + 0,5 Q_{стр} + Q_{п.о.стр.п} + Q_к$$

где $Q_{гр}$ – вес груза, Н;

$Q_{к.о}$ – вес крюковой обоймы грузового полиспаста, Н;

$Q_{в.о.гр.п}$ – вес верхней обоймы грузового полиспаста, Н;

$Q_{стр}$ – вес стрелы, Н;

$Q_{п.о.стр.п}$ – вес подвижной обоймы стрелового полиспаста, Н;

$Q_к$ – вес каната грузового полиспаста, Н;

$$Q_к = H_{\max} \cdot i_{п} \cdot m_к$$

Здесь H_{\max} – наибольшая высота подъема крюка на заданном вылете стрелы, определяемая по графикам или по схемам кранов в расчетном положении (рисунки 8.2–8.8);

$m_к$ – вес 1 м каната, Н (таблица 8.3).

Таблица 8.3 – Канаты стальные (выдержки из ГОСТов)

Диаметр каната, мм	Масса 1000 м каната, кг	Маркировочная группа, МПа			
		1372	1568	1764	1960
		разрывное усилие каната в целом, Н, не менее			
<i>Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19 (1+6+6/6)+1 о.с. по ГОСТ 2688-80</i>					
8,3	256,0	–	34800	38150	41600
9,1	305,0	–	41550	45450	49600
9,9	356,6	–	48850	53450	58350
11,0	461,6	–	62850	66800	75150
12,0	527,0	–	71750	78550	85750
13,0	596,6	71050	81250	89000	97000
14,0	728,0	86700	98950	108000	118000
15,0	844,0	100000	114500	125500	137000
16,5	1025,0	121500	139000	152000	166000
18,0	1220,0	145000	166000	181500	198000
19,5	1405,0	167000	191000	209000	228000
21,0	1635,0	194500	222000	243500	265500
22,5	1850,0	220000	251000	275000	303500
24,0	2110,0	250500	287000	314000	343000
25,5	2390,0	284000	324500	355500	388500
27,0	2685,0	319000	365000	399500	446500
28,0	2910,0	346500	396000	434000	473500
30,5	3490,0	415500	475000	520000	567500
32,0	3845,0	458000	523500	573000	625500
33,5	4220,0	502500	574000	629000	686000
37,0	5015,0	597500	683000	748000	816000
39,5	5740,0	684000	781500	856000	938000
42,0	6335,0	779000	890000	975000	1060000
<i>Канат двойной свивки типа ЛК-З конструкции 6х25 (1+6+6+12)+1 о.с. по ГОСТ 7665-80</i>					
8,1	236,5	–	31900	35100	38050
9,7	342,2	–	46300	50850	55100
11,5	464,0	54900	62700	68900	74750
13,0	605,0	71500	81750	89450	97200
14,5	763,5	90350	102500	113000	122500
16,0	941,5	110500	126500	139500	151000
17,5	1140,0	134500	153500	169000	183000
19,5	1357,5	160000	183000	201000	218500
21,0	1594,0	188500	215000	236500	256500
22,5	1857,0	219000	250500	275000	298500
24,0	2132,0	251500	288000	316500	343000
25,5	2426,0	286500	327500	360000	390500
27,5	2739,0	323500	369500	406500	441000
29,0	3071,0	363000	415000	456000	494500
32,0	3768,0	445500	509500	559500	607000
35,5	4562,5	539000	616500	677500	735000

Продолжение таблицы 8.3

Диаметр каната, мм	Масса 1000 м каната, кг	Маркировочная группа, МПа			
		1372	1568	1764	1960
		разрывное усилие каната в целом, Н, не менее			
<i>Канат двойной свивки типа ЛК-О конструкции 6х7 (1+6)+1 о.с. по ГОСТ 3069-80</i>					
3,7	47,7	–	6740	7595	8290
4,0	54,0	–	7640	8590	9375
4,9	83,7	–	11850	13050	14350
5,9	120,0	–	16950	18700	20450
<i>Канат двойной свивки типа ЛК-О конструкции 6х19 (1+9+9)+1 о.с. по ГОСТ 3077-80</i>					
11,5	487,0	–	66150	72450	79050
12,0	530,0	–	72000	78850	86050
13,0	597,3	–	81000	88700	96800
14,0	719,0	–	97750	106500	116500
15,0	852,5	–	115500	126500	138000
16,5	996,5	118000	135000	147500	161500
17,5	1155,0	136500	156000	171500	187000
19,5	1370,0	162500	183000	203500	221500
20,5	1550,0	184000	210500	230500	251500
22,0	1745,0	207000	236500	259000	283000
23,0	1950,0	231000	247500	289000	316000
25,5	2390,0	284000	304000	355500	388000

Определяем усилие в стреловом полиспасте, построив для этого силовой треугольник (рисунок 8.9).

Наибольшее усилие (Н) в канате стрелового полиспаста:

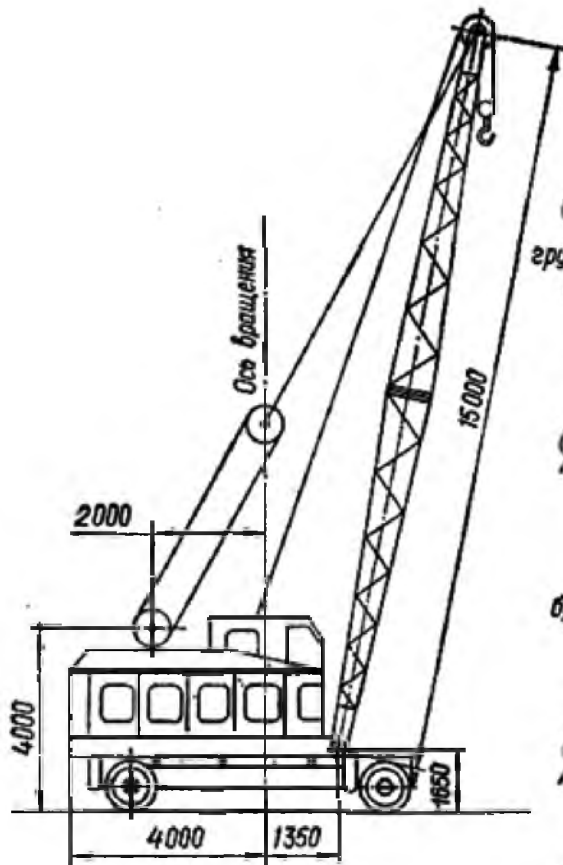
$$F_k = \frac{F_{к.стр}}{a_n \cdot i_n \cdot \eta_n},$$

где $F_{к.стр}$ – усилие в стреловом полиспасте, кН;

i_n – кратность стрелового полиспаста;

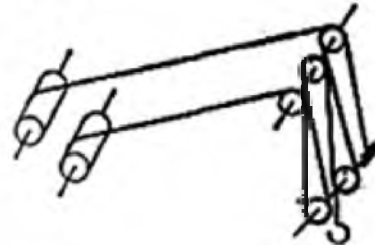
η_n – КПД стрелового полиспаста.

Для приближенных инженерных расчетов КПД неподвижных и подвижных блоков принимают одинаковыми.

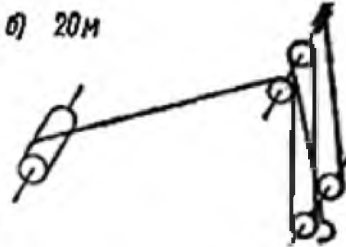


Схемы запасовки канатов:
грузового полиспаста при длине стрелы

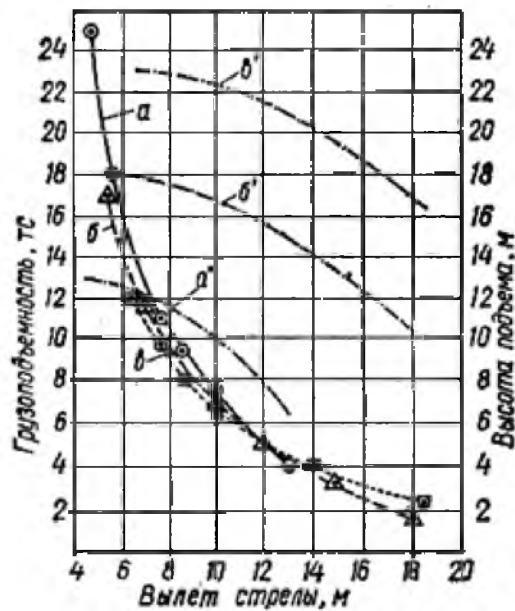
а) 15 м



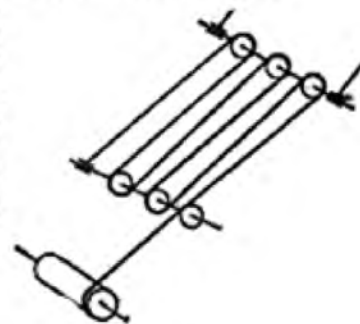
б) 20 м



в) 25 м

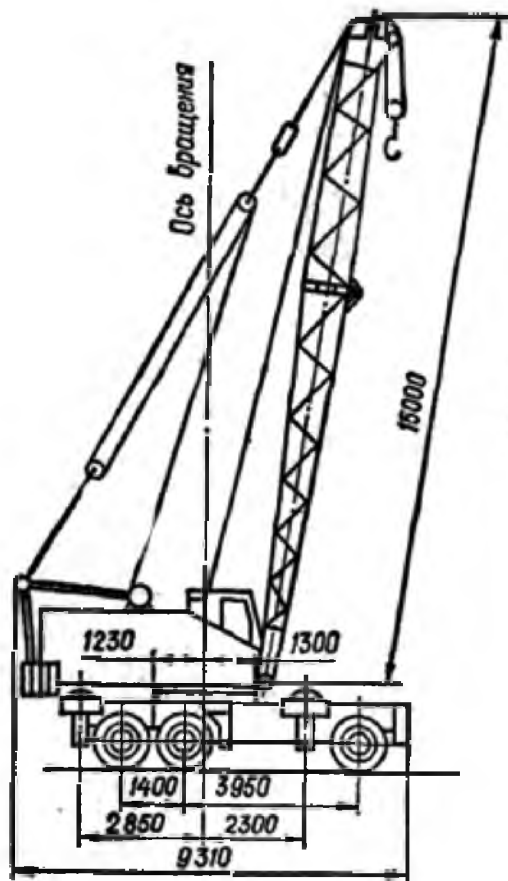


стрелового полиспаста

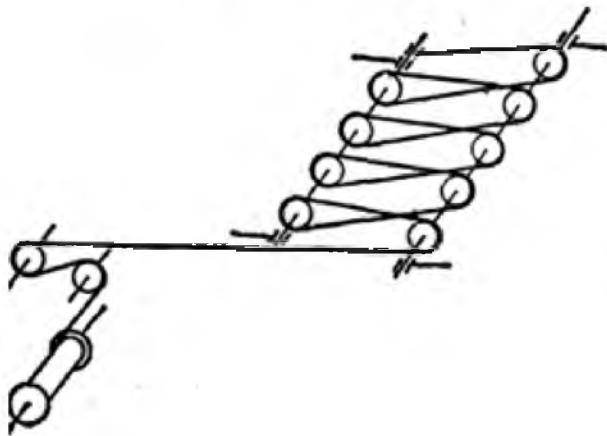
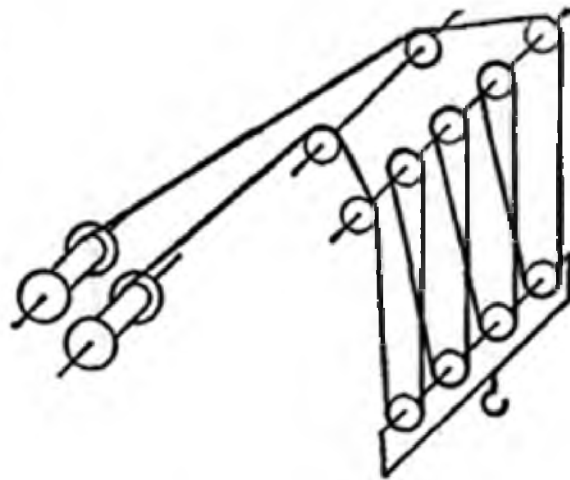


d_k – диаметр каната; а, б, в – грузоподъемность крана при длине стрелы 15, 20 и 25 м;
а', б', в' – высота подъема крюка при тех же длинах стрелы

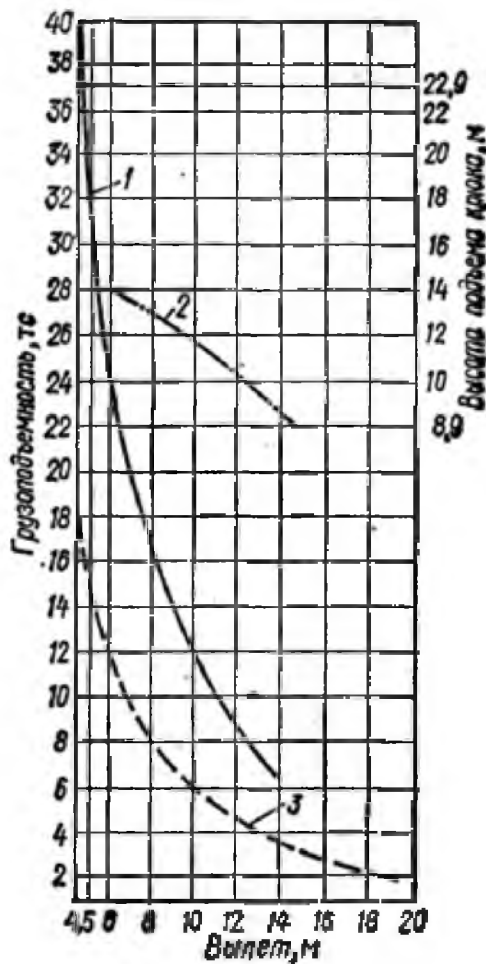
Рисунок 8.2 – Схема пневмоколесного крана КС-5361, график его грузоподъемности и схемы запасовки канатов при различной длине стрелы



a



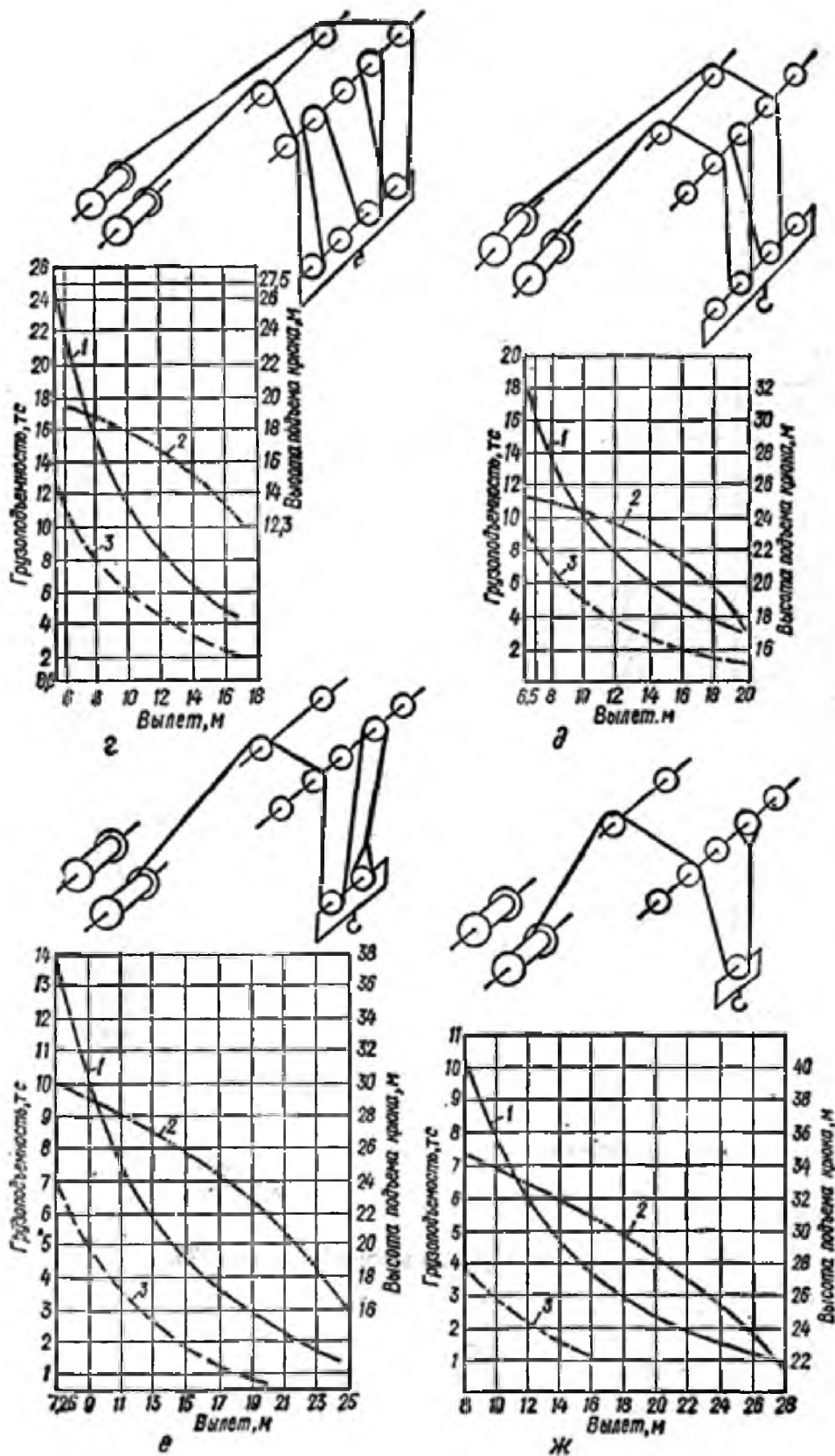
б



в

a – общий вид; *б* – схема запасовки каната (независимо от длины стрелы); *в* – схема запасовки грузового каната и график грузоподъемности крана при длине стрелы 15 м; 1 – грузоподъемность; 2 – высота подъема; 3 – грузоподъемность без выносных опор

Рисунок 8.3 – Схема пневмоколесного крана КС-6362



г – схема запаски грузового каната и график грузоподъемности крана при длине стрелы 20 м; д – то же при 25 м; е – то же при 30 м; ж – то же при 35 м; 1 – грузоподъемность; 2 – высота подъема; 3 – грузоподъемность без выносных опор

Рисунок 8.4 – Схема пневмоколесного крана КС-6362

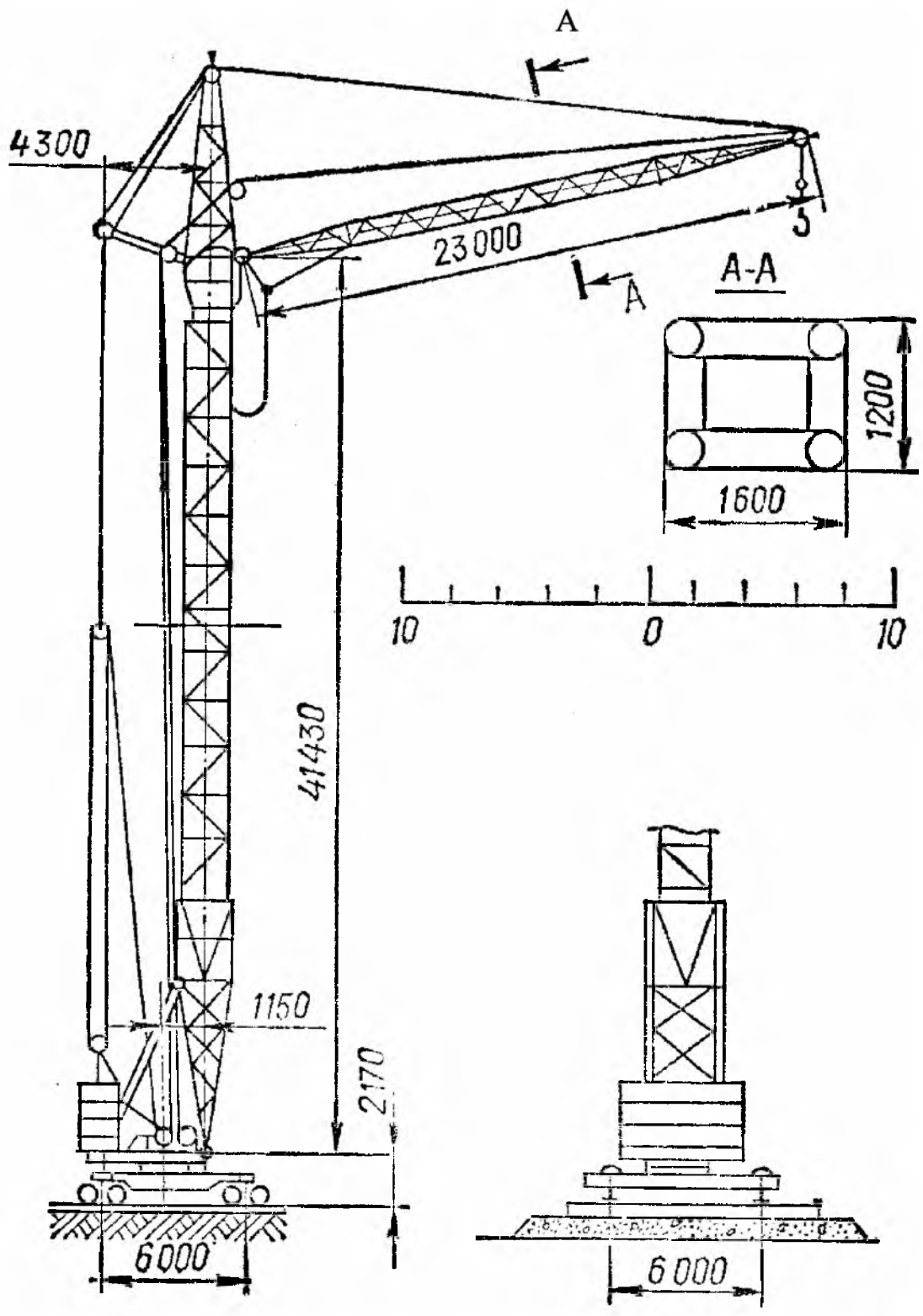
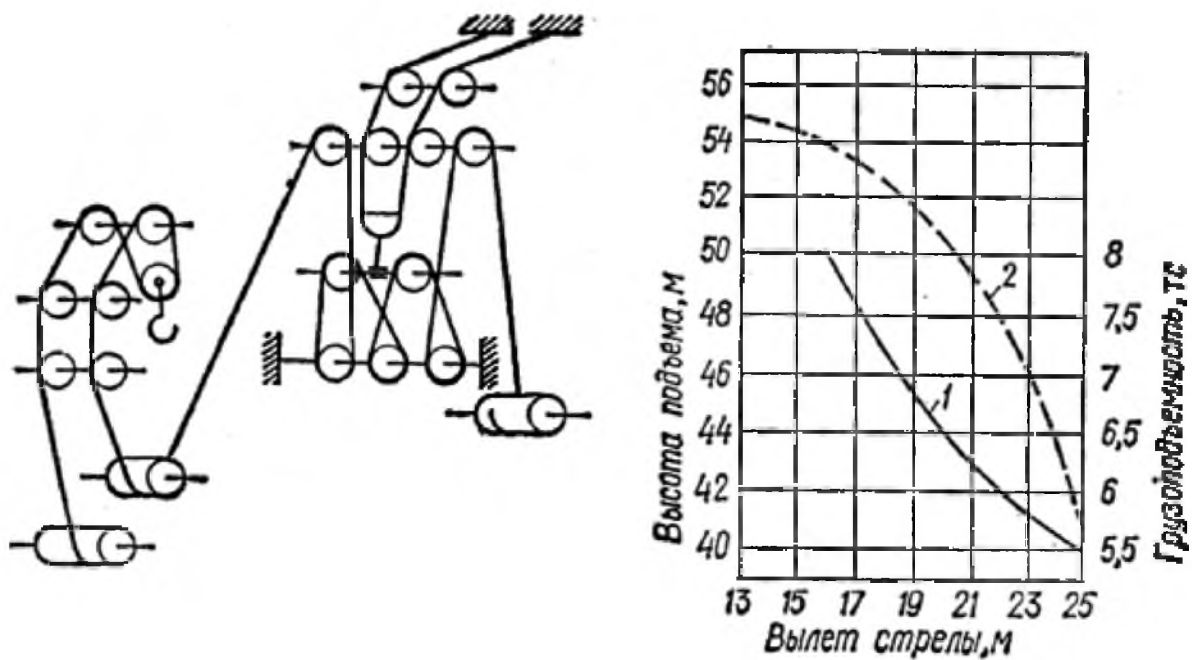


Рисунок 8.5 – Схема крана КБ-160.2



1 – грузоподъемность крана; 2 – высота подъема
 Рисунок 8.6 – Схема запасовки канатов крана КБ-160.2
 и график его грузоподъемности

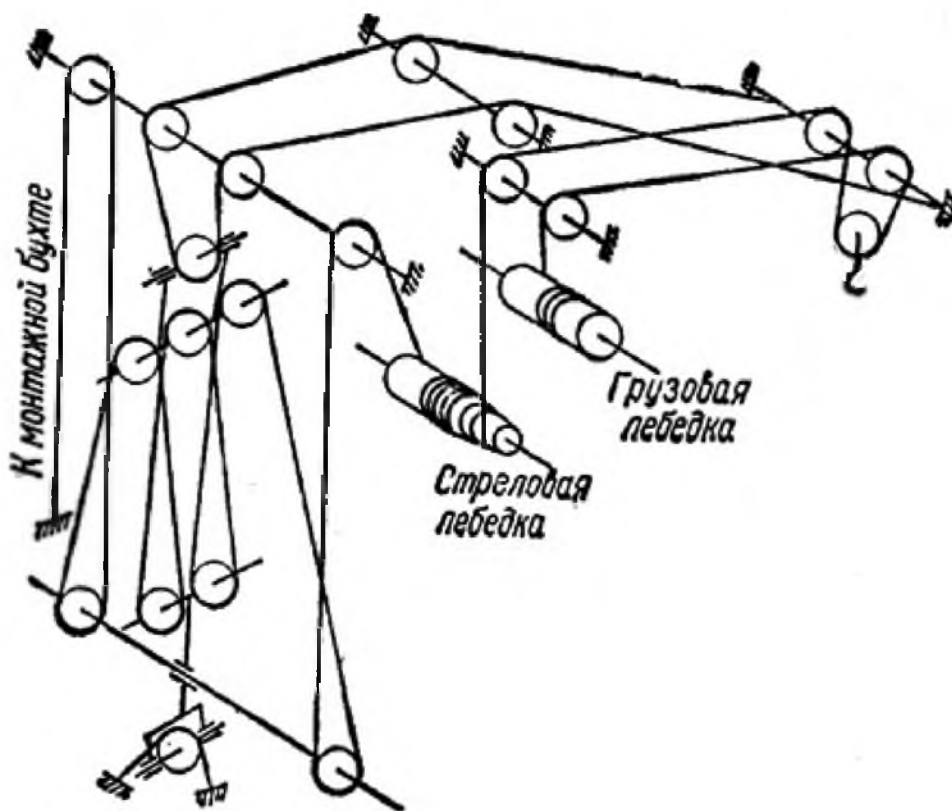


Рисунок 8.7 – Схема запасовки канатов крана КБ-100.0

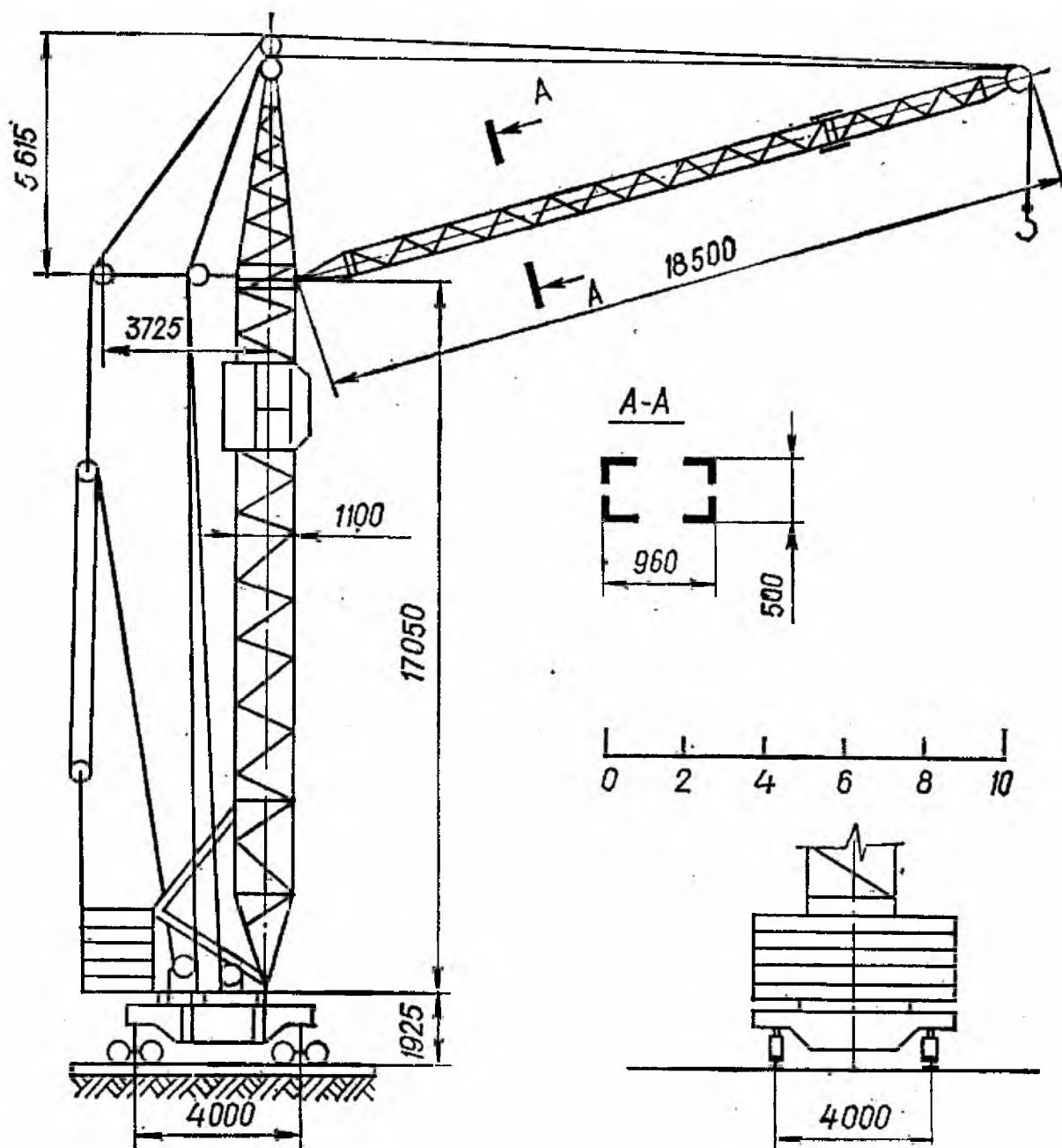
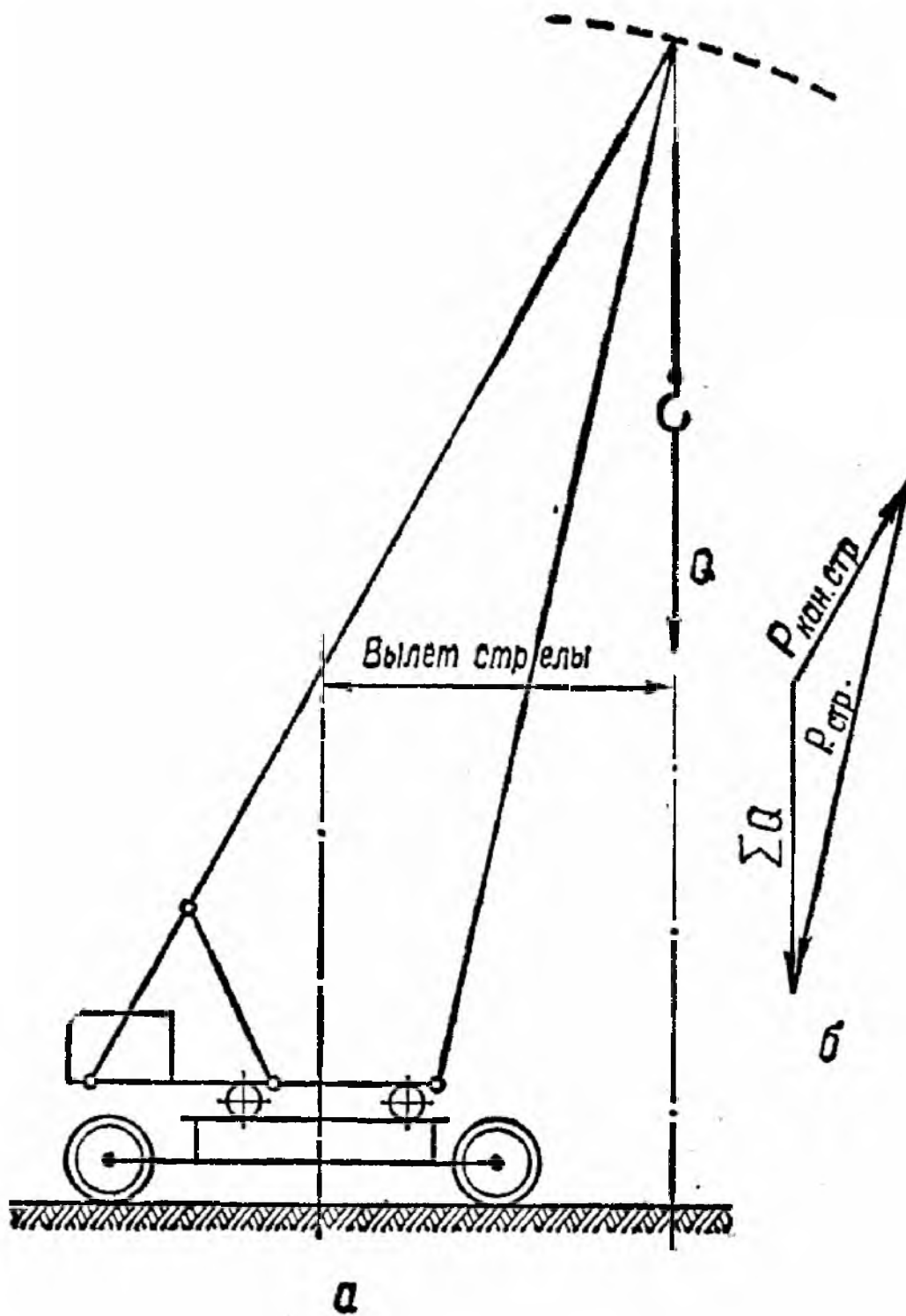


Рисунок 8.8 – Схема крана КБ-100.0



a – расчетная схема; *б* – силовой треугольник
 Рисунок 8.9 – Пневмоколесный кран

Задание

1. Изучить полиспастные системы электротельфера и электрифицированной модели башенного крана.
2. Составить схему запасовки каната электротельфера, определить тип, кратность полиспаста и указать его рекомендуемую грузоподъемность.
3. Определить КПД полиспаста и рассчитать наибольшее усилие в канате грузового полиспаста электротельфера.
4. Рассчитать наибольшее усилие в канате грузового полиспаста заданного крана (таблицы 8.2–8.4).
5. Определить усилие во второй ветви каната, идущего на лебедку, и рассчитать закрепление первого обводного блока.
6. Определить усилие в канате стрелового полиспаста.

Таблица 8.4 – Исходные данные к заданию

№ вар.	Тип крана	Основные параметры крана						
		Длина стрелы, м	Масса груза, кг	Вылет стрелы, м	Масса стрелы, кг	Масса крюковой обоймы, кг	Масса верхней обоймы грузового полиспаста, кг	Масса подвижной обоймы стрелового полиспаста, кг
1	КБ-100.0	18,65	5000	10,0	2000	240	–	300
2				16,0				
3				20,0				
4	КБ-160.2	23	8000	16,0	2700	540	–	300
5			7000	18				
6			5500	25				
7	КС-5361	15	25000	4,5	1800	460	540	480
8		20	17000	5,5	2460	460	540	480
9		25	12000	6,5	3000	320	540	480
10	КС-6362	15	40000	4,5	4800	640	610	730
11		20	26000	5,5	6400	640	610	730
12		25	19000	6,5	8000	640	610	730
13		30	14000	7,25	9600	480	610	730
14		35	10500	8,0	11200	420	610	730

По завершении лабораторной работы необходимо пройти тестовый контроль на основе автоматизированной модульно-рейтинговой системы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Что называется полиспастом?
2. С какой целью применяются полиспастные системы в грузоподъемных машинах?
3. От каких факторов зависит КПД полиспаста?
4. Как определить кратность полиспаста?

Лабораторная работа № 9

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТРОЙСТВ

Цель работы:

изучить конструкцию лабораторного стенда и освоить методику расчета его основных элементов.

Приборы и оборудование:

1. Лабораторный стенд.
2. Измерительный инструмент.
3. ПЭВМ.

Содержание и порядок выполнения работы

Лабораторный стенд состоит из электрической передвижной тали (тельфера), тележки, монорельса и узла крепления монорельса (рисунок 9.1).

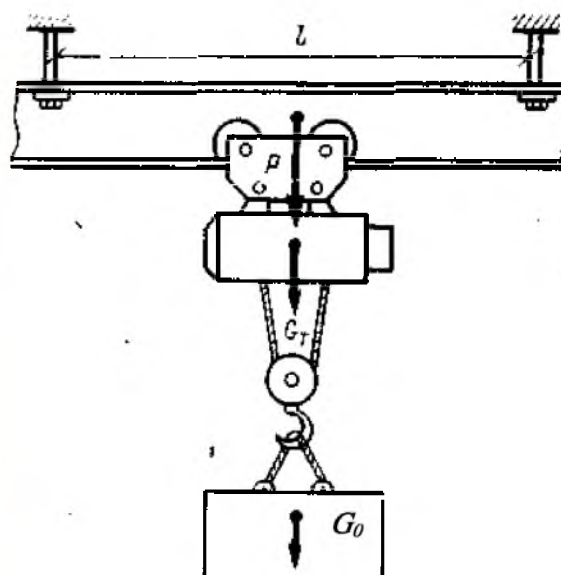


Рисунок 9.1 – Лабораторный стенд и расчетная схема монорельса

Расчет монорельса

Расчет монорельса (рисунок 9.1) выполняется в следующей последовательности.

Находят усилие (кН), действующее на монорельс:

$$P = G_o \cdot k_n \cdot k_d + G_T \cdot k_n = (G_{гр} + G_{кр}) \cdot k_n \cdot k_d + G_T \cdot k_n,$$

где G_o – вес поднимаемого оборудования, Н;

$G_{гр}$ – вес груза, Н;

$G_{кр}$ – вес крюка, Н, $G_{кр} = 36$ Н;

k_n – коэффициент перегрузки, $k_n = 1,1$;

k_d – коэффициент динамичности, $k_d = 1,1$;

G_T – вес тали (тельфера), Н (таблица 9.4 или таблица 10.1).

Определяют максимальный изгибающий момент (кН·см) монорельса, пренебрегая изгибающим моментом от его собственной массы, составляющим незначительную долю (около 1%) от общего изгибающего момента:

$$M_{\max} = P \cdot l / 4,$$

где l – пролет монорельса, см (определяется по таблице 9.3 или измерением).

Вычисляют требуемый момент сопротивления поперечного сечения монорельса (см³):

$$W_{TP} \geq M_{\max} / (m \cdot 0,1R),$$

где m – коэффициент условий работы (см. задание или таблицу 9.3);

R – расчетное сопротивление, МПа (см. задание или таблицу 9.3).

Проверяется выбранное сечение двутавровой балки для монорельса (таблица 9.5) при условии, что момент сопротивления сечения W_x^d больше расчетного W_{TP} .

В случае принятия сечения двутавровой балки для монорельса (таблица 9.5) выбирают значение момента сопротивления сечения W_x^d ближайшим большим к расчетному W_{TP} .

Определяют максимальный прогиб (см) монорельса:

$$f = \frac{P \cdot l^3}{48E \cdot I_x},$$

где E – модуль упругости, кН/см². Для стали $E = 2,1 \cdot 10^4$ кН/см²;

I_x – момент инерции балки расчетного сечения, см⁴ (таблица 9.5).

Допустимое значение прогиба монорельса определяется в долях от пролета:

$$[f] = l / 400.$$

Расчет узла крепления лабораторного стенда

Узел крепления лабораторного стенда состоит из крепежных уголков, раскосов и крепежных болтов (рисунок 9.1).

Расчет уголка

Уголки работают на растяжение.

Находят усилие (кН), действующее на уголок, пренебрегая его массой:

$$P = G_o \cdot k_n \cdot k_d + G_T \cdot k_n = (G_M + G_{TP} + G_{KP}) \cdot k_n \cdot k_d + G_T \cdot k_n,$$

где G_M – вес монорельса, Н (таблица 9.5).

Определяют изгибающий момент (кН·см) в уголке:

$$M = P \cdot L,$$

где L – длина уголка, см (определяется измерением).

Определяют максимальный прогиб (см) уголка; для уголка консольного типа он определяется по формуле:

$$f = \frac{P \cdot L^3}{3E \cdot I},$$

где E – модуль упругости, для стали $E = 2,1 \cdot 10^4$ кН/см²;

I – момент инерции уголка для расчетного сечения, см⁴, $I = 66,1$ см⁴.

Проверяют условие на прогиб уголка $[f] > f$. Допустимое значение прогиба уголка при длине пролета балки до 6 м определяют по формуле:

$$[f] = L / 6.$$

Расчет раскоса

При расчете на прочность при растяжении должно выполняться условие:

$$P / S_p \leq m \cdot R,$$

где P – усилие действующее на раскос, Н;

S_p – площадь сечения раскоса, м² (рассчитывается после измерения);

m – коэффициент условий работы (таблица 9.3);

R – расчетное сопротивление. Для растяжения стали марки Ст3 $R = 210$ МПа.

Усилие (Н), действующее на раскос:

$$P = \frac{(G_M + G_{гр} + G_{кр} + G_T) \cdot K_{II} \cdot K_D}{\cos \alpha},$$

где α – угол между раскосом и вертикальным уголком определяется измерением.

Расчет крепежных болтов

Рассмотрим самое опасное положение – когда тельфер с грузом расположен на одном из концов монорельса.

В соответствии с характером работы болты рассчитываются на срез, смятие или растяжение.

Болтовые соединения рассчитываются по формулам:
на срез:

$$\frac{P}{n \cdot n_{ср} \cdot \pi \cdot d^2 / 4} \leq m \cdot R_{ср}^{\delta};$$

на смятие:

$$\frac{P}{n \cdot d \cdot \Sigma \delta_{\min}} \leq m \cdot R_{см}^{\delta};$$

на растяжение:

$$\frac{P}{n \cdot F_{нт}} \leq m \cdot R_p^{\delta},$$

где P – максимальное расчетное усилие, кН, с учетом всех нагрузок, действующих на грузоподъемное приспособление;

n – число болтов в соединении;

$n_{ср}$ – число срезов одного болта;

d – наружный диаметр стержня болта, см;

$\Sigma \delta$ – наименьшая суммарная толщина элементов, сминаемых в одном направлении, см;

$F_{нт}$ – площадь сечения болта (нетто), определяемая в зависимости от диаметра стержня болта, см² (таблица 9.1);

$R_{ср}^{\delta}$, $R_{см}^{\delta}$, R_p^{δ} – расчетные сопротивления болтовых соединений, соответственно для среза, смятия и растяжения, МПа (таблица 9.2).

Прочность болтовых соединений, работающих одновременно на срез и растяжение, проверяется отдельно на каждый вид напряжения.

Таблица 9.1 – Зависимость площади сечения болта от диаметра его стержня

Диаметр стержня болта d , мм	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42
Площадь сечения болта $F_{нт}$, см ²	0,76	0,86	1,18	1,60	1,97	2,49	3,08	3,59	4,67	5,69	8,16	11,2

Таблица 9.2 – Расчетные сопротивления болтовых соединений

Болты нормальной точности	Напряженное состояние	Расчетные сопротивления, МПа					
		растяжению и срезу болтов из стали марки			смятию соединяемых элементов конструкций из стали класса		
		20	45	35X	C38/23	C44/29	C46/33
		Растяжение	170	230	400	–	–
Срез	130	180	250	–	–	–	
Сжатие	–	–	–	340	420	460	

Задание 1

1. Начертить расчетную схему узла крепления тельфера.
2. Начертить расчетную схему монорельса.
3. Провести расчет монорельса и узла крепления лабораторного стенда: уголков, раскосов и крепежных болтов, приняв $m = 0,8$ и $R = 210$ МПа.
4. Сделать вывод о надежности узла крепления тельфера.

Задание 2

1. Рассчитать сечение двутавровой балки монорельса для тали (тельфера) с длиной пролета l .
2. По таблице 9.5 или 9.6 выбрать для монорельса двутавр, соответствующий расчетным данным.
3. Определить максимальный прогиб (см) монорельса и сравнить его с предельным значением.

Исходные данные для расчета приведены в таблицах 9.3 и 9.4.

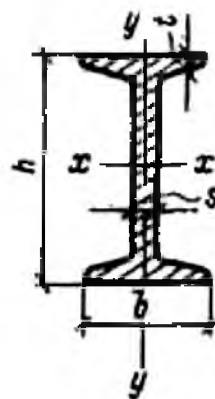
Таблица 9.3 – Исходные данные к заданию 2

№ вар.	Наименование грузоподъемного механизма	Грузоподъемность, т	Длина пролета, м	Коэффициент условия работы	Расчетное сопротивление, МПа
1	Таль червячная	1	2	0,8	210
2	Таль шестеренная	1	3	0,85	260
3	Тельфер	1	4	0,8	290
4	Таль червячная	2	5	0,85	340
5	Таль шестеренная	2	6	0,8	210
6	Тельфер	2	7	0,85	260
7	Таль червячная	3,2	8	0,8	290
8	Таль шестеренная	3,2	2	0,85	340
9	Тельфер	3,2	3	0,8	210
10	Таль червячная	5	4	0,85	260
11	Таль шестеренная	5	5	0,8	290
12	Тельфер	5	6	0,85	340
13	Таль червячная	8	7	0,8	210
14	Таль шестеренная	8	8	0,85	260
15	Таль червячная	12,5	2	0,8	290
16	Таль шестеренная	1	3	0,85	340
17	Таль шестеренная	1	4	0,8	210
18	Тельфер	1	5	0,85	260
19	Таль червячная	2	6	0,8	290
20	Таль шестеренная	2	7	0,85	340
21	Тельфер	2	8	0,8	210
22	Таль червячная	3,2	2	0,85	260
23	Таль шестеренная	3,2	3	0,8	290
24	Тельфер	3,2	4	0,85	340
25	Таль червячная	5	5	0,8	210
26	Таль шестеренная	5	6	0,85	260
27	Тельфер	5	7	0,8	290
28	Таль червячная	8	8	0,85	340
29	Таль шестеренная	8	3	0,8	210
30	Таль червячная	12,5	4	0,85	260

Таблица 9.4 – Массы талей и тельферов

Наименование грузоподъемного механизма	Масса механизмов, кг, при их грузоподъемности, т					
	1	2	3,2	5	8	12,5
Таль червячная	32	–	75	145	270	410
Таль шестеренная	30	50	70	125	170	–
Тельфер	245	360	560	815	–	–

Таблица 9.5 – Балки двутавровые (выдержка из ГОСТ 8239–72)



Номер блока	Размеры, мм			Площадь сечения F^A , см^2	Масса 1 м g^A , кг	Справочные величины для осей					
	h	b	s			$x-x$			$y-y$		
						I_x^A , см^4	W_x^A , см^3	r_x^A , см	I_y^A , см^4	W_y^A , см^3	r_y^A , см
10	100	55	4,5	12,0	9,46	198	39,7	4,06	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	14,7	11,50	350	58,4	4,88	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	17,4	13,70	572	81,7	5,73	41,9	11,50	1,55
16	160	81	5,0	20,2	15,90	873	109,0	6,57	58,6	14,50	1,70
18	180	90	5,1	23,4	18,40	1290	143,0	7,42	82,6	18,40	1,88
18a	180	100	5,1	25,4	19,90	1430	159,0	7,51	114,0	22,80	2,12
20	200	100	5,2	26,8	21,00	1840	184,0	8,28	115,0	23,10	2,07
20a	200	110	5,2	28,9	22,70	2030	203,0	8,37	155,0	28,20	2,32
22	220	110	5,4	30,6	24,00	2550	232,0	9,13	157,0	28,60	2,27
22a	220	120	5,4	32,8	25,80	2790	254,0	9,22	206,0	34,30	2,50
24	240	115	5,6	34,8	27,30	3460	289,0	9,97	198,0	34,50	2,37
24a	240	125	5,6	37,5	29,40	3800	317,0	10,10	260,0	41,60	2,63
27	270	125	6,0	40,2	31,50	5010	371,0	11,20	260,0	41,50	2,54
27a	270	135	6,0	43,2	33,90	5500	407,0	11,30	337,0	50,00	2,80
30	300	135	6,5	46,5	36,50	7080	472,0	12,30	337,0	49,90	2,69
30a	300	145	6,5	49,9	39,20	7780	518,0	12,50	436,0	60,10	2,95
33	330	140	7,0	53,8	42,20	9840	597,0	13,50	419,0	59,90	2,79
36	360	145	7,5	61,9	48,60	13380	743,0	14,70	516,0	71,10	2,89
40	400	155	8,3	72,6	57,00	19062	953,0	16,20	667,0	86,10	3,03
45	450	160	9,0	84,7	66,50	27696	1231,0	18,10	808,0	101,00	3,09
50	500	170	10,0	100,0	78,50	39727	1589,0	19,90	1043,0	123,00	3,23
55	550	180	11,0	118,0	92,60	55962	2035,0	21,80	1356,0	151,00	3,39
60	600	190	12,0	138,0	108,00	76806	2560,0	23,60	1725,0	182,00	3,54

Таблица 9.6 – Балки двутавровые с параллельными гранями полок

Номер блока	Размеры, мм			Площадь сечения F^D , см ²	Масса 1 м g^D , кг	Справочные величины для осей					
	h	b	S			$x-x$			$y-y$		
						I_x^D , см ⁴	W_x^D , см ³	r_x^D , см	I_x^D , см ⁴	W_x^D , см ³	r_x^D , см
Балки двутавровые (выдержка из ГОСТ 19425–74)											
24М	240	110	8,2	48,7	38,3	4640	387	9,8	276	50,2	2,4
30М	300	130	9,0	64,0	50,2	9500	633	12,2	480	73,9	2,7
36М	360	130	9,5	73,8	57,9	15340	852	14,4	518	79,7	2,7
45М	450	150	10,5	98,8	77,6	31900	1420	18,0	892	119,0	3,0
Балки двутавровые (выдержка из ТУ 14-2-24-72)											
20Б2	200	100	5,2	27,7	21,8	1920	192	8,3	144	28,8	2,3
23Б2	230	110	5,4	32,5	25,5	2980	259	9,6	200	36,4	2,5
26Б2	260	120	5,6	38,2	30,0	4500	346	10,9	280	46,7	2,7
30Б2	300	140	5,8	44,9	35,2	7070	471	12,5	445	63,5	3,2
35Б2	350	155	6,0	54,0	42,4	11600	663	14,7	653	84,2	3,5
40Б2	400	165	6,8	67,0	52,6	18560	928	16,6	893	108,0	3,7
45Б2	450	180	7,6	82,8	65,0	28840	1280	18,7	1300	144,0	3,8
50Б2	500	200	8,4	101,0	79,0	43120	1720	20,7	1920	192,0	4,4
55Б2	550	215	9,2	120,0	94,4	62220	2260	22,7	2670	249,0	4,7
60Б2	600	230	10,0	145,0	114,0	89320	2980	24,8	3720	323,0	5,1

По завершении лабораторной работы необходимо пройти тестовый контроль на основе автоматизированной модульно-рейтинговой системы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Дайте определение грузоподъемных механизмов: тали, тельфера, кран-балки.
2. На что рассчитывают черновые и чистовые болты?
3. На что рассчитывают монорельсы?
4. Как определяется сечение двутавровой балки для монорельса?

Лабораторная работа № 10

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗА

Цель работы:

изучить устройство, принцип работы механизма подъема груза и определить основные параметры механизма подъема электротали.

Приборы и оборудование:

1. Лабораторный стенд (электроталь).
2. Паспорт электротали.
3. Измерительно-фиксирующая аппаратура.
4. ПЭВМ.

Содержание и порядок выполнения работы

Механизм подъема груза с электрическим реверсивным индивидуальным приводом (лебедка) предназначен для подъема грузов в вертикальной плоскости. Он может использоваться как самостоятельный механизм – строительные лебедки, так и в качестве составных сборочных единиц строительных подъемников, кранов и др.

Для электрореверсивных лебедок характерна жесткая кинематическая связь барабана с электродвигателем. При такой связи изменение направления вращения барабана достигается изменением направлением вращения (реверсированием) двигателя.

У электрореверсивной лебедки вал электродвигателя и барабан постоянно и жестко связаны зубчатыми парами цилиндрического редуктора и упругой муфтой.

Опускание груза в таких лебедках производится принудительно (на жиме двигателя), что обеспечивает высокую безопасность их работы.

Компактные электрические лебедки, подвешиваемые к тележкам, которые передвигаются по рельсу, называются электротельферами.

Электротельфер (рисунок 10.1) состоит из электродвигателя 1, редуктора 2, барабана 3, вала 4, электромагнитного дискового тормоза 5, грузовой обоймы 6, концевого выключателя 7 и тележки 8.

Электротельфер перемещается по монорельсу, имеющему двутавровый профиль. Управление электротельфером осуществляется при помощи легкого пульта с кнопками, соединенного с электроаппаратурой тельфера гибким кабелем.

Техническая характеристика лабораторного стенда представлена в таблице 10.1.

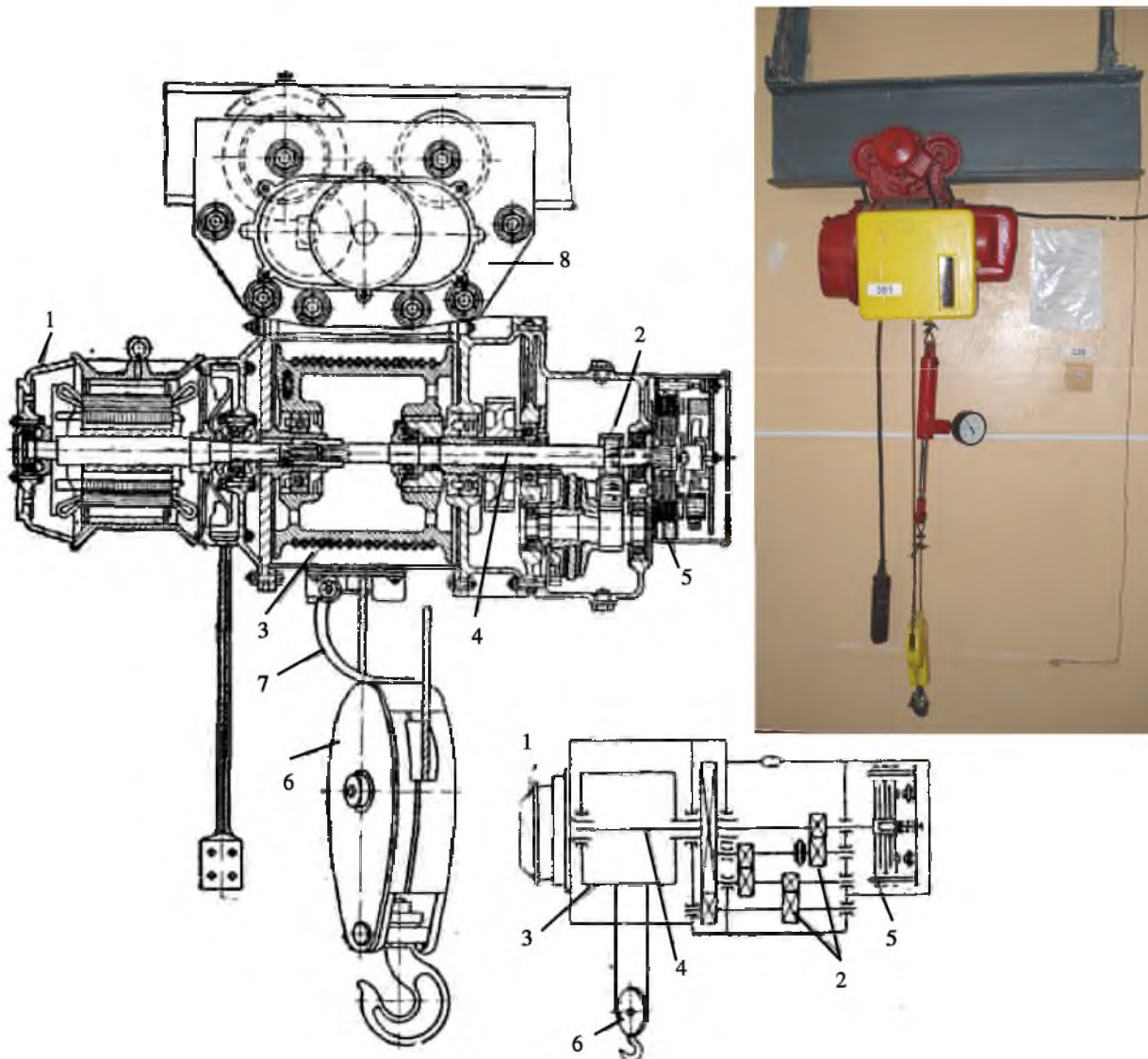


Рисунок 10.1 – Общий вид и кинематическая схема электротельфера

Таблица 10.1 – Техническая характеристика лабораторного стенда

Параметры	Величина
Грузоподъемность, т	0,5
Скорость подъема, м/мин	8
Скорость передвижения, м/мин	20
Номинальная мощность электродвигателя, кВт, не более:	
подъема	0,75
передвижения	0,12
Номер профиля двутавровой балки подвесного пути по ГОСТ 19425-74	24 М
Расчет нагрузки на каток, Н	3250
Тип тормоза	колодочный
Режим работы	умеренный
Масса тельфера, кг	100

Основным параметром полиспаста является кратность, которая определяется в зависимости от грузоподъемности (таблица 8.1).

Последовательность расчета механизма подъема груза

1. По заданной грузоподъемности (таблица 8.1) выбираем кратность полиспаста и принимаем схему подвешивания груза.

2. КПД полиспаста и обводных блоков:

$$\eta_{\Pi} = \frac{(1 - \eta_{\text{бл}}^{i_{\Pi}}) \cdot \eta_{\text{бл}}^a}{(1 - \eta_{\text{бл}}) \cdot i_{\Pi}},$$

где $\eta_{\text{бл}}$ – КПД блока ($\eta_{\text{бл}} = 0,98$ – при установке блока на подшипнике качения и $\eta_{\text{бл}} = 0,96$ – при установке блока на подшипнике скольжения);

i_{Π} – кратность полиспаста;

a – число обводных блоков.

3. Усилие (Н) в канате, набегающем на барабан при подъеме груза:

$$F_{\sigma} = \frac{Q \cdot g}{a_{\Pi} \cdot i_{\Pi} \cdot \eta_{\Pi}},$$

где Q – номинальная грузоподъемность крана, кг;

a_{Π} – число полиспастов в системе.

4. Расчетное разрывное усилие (Н) в канате, при максимальной нагрузке на канат $F_{\kappa} = F_{\sigma}$:

$$F \geq F_{\kappa} \cdot \kappa,$$

где F_{κ} – наибольшее натяжение в канате (без учета динамических нагрузок), Н,

κ – коэффициент запаса прочности ($\kappa = 5,0$ – при легком режиме работы; $\kappa = 5,5$ – при умеренном режиме работы; и $\kappa = 6,0$ – при тяжелом и весьма тяжелом режимах работы).

5. По таблице 8.3 или справочной литературе подбираем стандартный канат. Исходя из того, что диаметр каната определяет размеры блоков и барабана, величину его выбираем минимально возможной.

Фактический коэффициент запаса прочности каната:

$$k_{\phi} = F_{\text{ст}} / F_{\kappa},$$

где $F_{\text{ст}}$ – паспортное значение разрывного усилия принятого каната, Н.

6. Определяем конструктивные размеры барабана.

6.1. Диаметр барабана (м), измеряемый по средней линии навитого каната:

$$D \geq d_k \cdot e,$$

где d_k – диаметр каната, м;

e – коэффициент, зависящий от типа грузоподъемной машины и режима ее работы. Для лебедок с машинным приводом, предназначенных для подъема груза, $e = 20$.

Допускается принимать минимальное значение диаметра барабана $D_{\text{min}} \geq 0,85 D$.

Из стандартного ряда (м): 0,16, 0,2, 0,25, 0,32, 0,4, 0,45, 0,56, 0,63, 0,71, 0,8, 0,9, 1 принимается диаметр барабана D .

6.2. Длина каната, навиваемого на барабан с одного полиспаста:

$$L_k = i_n \cdot H + 5 \cdot \pi \cdot D,$$

где H – высота подъема груза, м.

6.3. Рабочая длина барабана:

$$L_\sigma = \frac{L_k \cdot t}{\pi \cdot m \cdot (D + m \cdot d_k) \cdot \varphi},$$

где L_k – длина каната, навиваемого на барабан, м;

m – число слоев навивки, $m \leq 5$;

t – шаг витка, $t = d_k + (2...3)10^{-3}$, м;

φ – коэффициент неплотности навивки (для гладких барабанов $\varphi = 0,9...0,95$, для нарезных барабанов $\varphi = 1,0$). При навивке каната в несколько слоев барабан делается гладким, в один слой – нарезным.

6.4. Проверяем соотношение: $L_\sigma/D = 0,5...3,0$. Если данное соотношение не выполняется, изменяем m , i_n или D .

6.5. Толщина стенки литого чугунного барабана (м) должна быть не менее

$$\delta_{\min} = 0,02 (D_\sigma - d_k) + (0,006...0,01),$$

где D_σ – диаметр барабана (для нарезного барабана измеряется по дну канавки), м.

7. Статическая мощность (кВт) привода:

$$P_c = \frac{Q \cdot g \cdot v_{гр}}{1000 \cdot \eta_m},$$

где $v_{гр}$ – скорость подъема груза, м/с;

η_m – КПД механизма привода барабана, $\eta_m = 0,8$.

По каталогу выбираем двигатель из условия, чтобы мощность его была равной или несколько меньшей статической мощности P_c .

8. При многослойной навивке каната на барабан:

$$D_{рас} = 0,5 [2D_\sigma + d_k(2m - 1)],$$

где $D_{рас}$ – расчетный диаметр барабана, м.

Для нарезного барабана $D_{рас} = D$.

9. Частота вращения барабана (мин^{-1}):

$$n_\sigma = 60 \cdot v_{гр} \cdot i_n / \pi \cdot D_{рас}.$$

10. Общее передаточное число привода механизма:

$$u = n_1 / n_\sigma,$$

где n_1 – частота вращения вала двигателя, мин^{-1} .

Выбираем редуктор по мощности и передаточному числу.

На строительных лебедках применяют двухступенчатые цилиндрические редукторы.

11. Момент (Н·м) статических сопротивлений на валу двигателя в период пуска:

$$T_c = \frac{F_\sigma \cdot a_n \cdot D_\sigma}{2 \cdot u_p \cdot \eta_\sigma \cdot \eta_{пр}}$$

где η_σ – КПД барабана ($\eta_\sigma = 0,94 \dots 0,96$ на подшипниках скольжения и $\eta_\sigma = 0,96 \dots 0,98$ на подшипниках качения);

$\eta_{пр}$ – КПД привода барабана (для двухступенчатого редуктора при подшипниках качения $\eta_{пр} = 0,96$, при подшипниках скольжения $\eta_{пр} = 0,9$).

12. Номинальный момент на валу двигателя:

$$T_{ном} = 9550 P_{дв} / n_1,$$

где $P_{дв}$ – номинальная мощность двигателя, кВт.

13. Расчетный момент для выбора соединительной муфты:

$$T_M = T_c \cdot K_1 \cdot K_2,$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма ($K_1 = 1,3$);

K_2 – коэффициент, учитывающий режим работы механизма (при легком режиме $K_2 = 1,1$, при умеренном $K_2 = 1,2$, при тяжелом $K_3 = 1,3$).

По величине расчетного момента выбираем упругую муфту с тормозным шкивом.

14. Фактическая частота вращения барабана:

$$n_\sigma^\phi = \frac{n_1}{u_p}.$$

15. Фактическая скорость подъема груза:

$$v_\phi = \frac{\pi \cdot D_{рас} \cdot n_\sigma^\phi}{60 \cdot i_{II}}.$$

16. Отклонение скорости:

$$\Delta v = \frac{v_{гр} - v_\phi}{v_{гр}} \cdot 100\% \leq \pm 10\%.$$

При несоблюдении условия меняют редуктор или диаметр барабана.

Автоматизированный расчет механизма подъема проводится на ПЭВМ в соответствии с алгоритмом программы (рисунок 10.2).

Данная программа расчета позволяет осуществлять динамический перерасчет результатов при изменении исходных данных.

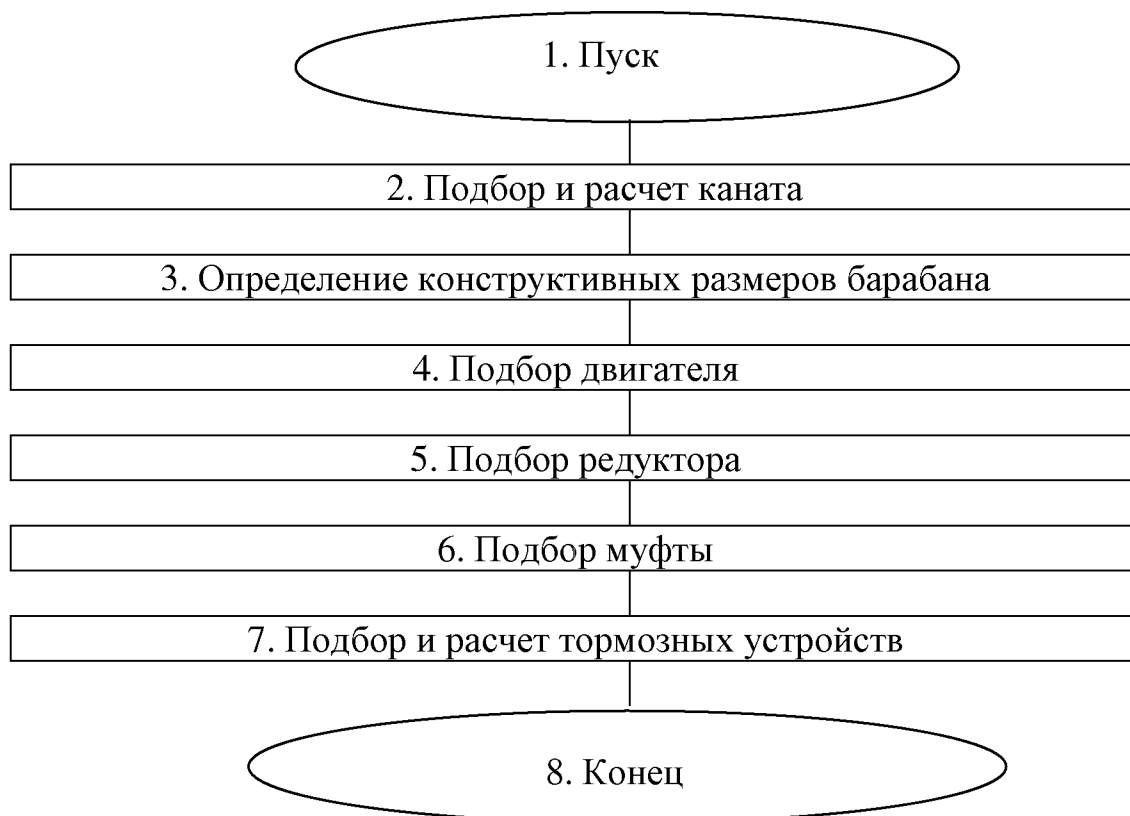


Рисунок 10.2 – Схема алгоритма расчета механизма подъема

Задание

1. Изучить конструкцию и особенности расчета механизма подъема.
2. Вычертить кинематическую схему подъемного механизма лабораторного стенда.
3. В соответствии с заданным вариантом рассчитать и выбрать основные параметры механизма подъема, используя данные таблицы 10.2.

По завершении лабораторной работы необходимо пройти тестовый контроль на основе автоматизированной модульно-рейтинговой системы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Какими основными параметрами характеризуется механизм подъема электротали?
2. Какие основные потери имеются в грузовом полиспасте?
3. По каким признакам различаются стальные канаты?
4. Какие редукторы применяются в ручных талях?

Таблица 10.2 – Исходные данные к заданию

№ варианта	Номинальная грузоподъемность Q , кг	Скорость подъема груза $v_{гр}$, м/мин	Наибольшая высота подъема груза H , м	Режим работы подъемного механизма
1	500	8	6	легкий
2	8000	15	48	умеренный
3	8000	16	42	тяжелый
4	8000	15	37	весьма тяжелый
5	8000	22,5	60,5	легкий
6	8000	40	52	умеренный
7	8000	40	54,7	тяжелый
8	10000	31	57,8	весьма тяжелый
9	10000	30	57,1	легкий
10	10000	11,3	12	умеренный
11	10000	60	77	тяжелый
12	10000	20	13,5	весьма тяжелый
13	25000	17,5	46	легкий
14	12500	35	83	умеренный
15	25000	27,5	46	тяжелый
16	5000	8	15	весьма тяжелый
17	5000	36	44	легкий
18	4000	48	32	умеренный
19	12500	26	46	тяжелый
20	5000	30	13,2	весьма тяжелый
21	8000	16	13,5	легкий
22	12500	26	71	умеренный
23	12500	11,25	20	тяжелый
24	12500	24	34,6	весьма тяжелый
25	13000	10	26	легкий
26	12500	25	67,5	умеренный
27	20000	20	62	тяжелый
28	25000	12,5	45,2	весьма тяжелый
29	25000	30	45	легкий
30	63000	10,7	88,5	умеренный

Лабораторная работа № 11

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ ПРИ РАБОТЕ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗОПОДЪЕМНОГО КРАНА

Цель работы:

ознакомиться с режимами работы механизмов грузоподъемных машин и выявить условия рационального подъема грузов.

Приборы и оборудование:

1. Электроталь с набором грузов.
2. Контрольно-измерительные приборы.
3. ПЭВМ.

Содержание и порядок выполнения работы

Срок службы грузозахватного устройства (ГУ) зависит от конструктивного исполнения и интенсивности его использования.

Нагрузки, действующие на грузозахватные устройства

Когда ГУ, удерживающее груз, неподвижно или перемещается с постоянной скоростью по прямолинейному пути, на него действует статическая нагрузка – собственный вес q и вес груза Q . При перемещении ГУ с переменной скоростью и вращении его кроме статической действует и динамическая нагрузка.

В общем виде кран с грузом на крюке представляет собой трехмассовую систему (рисунок 11.1).

Динамическая нагрузка при работе механизма подъема

Основная динамическая нагрузка на ГУ возникает в процессе подъема груза, причем возможны два варианта подъема: «с веса» и «с подхватом».

При первом варианте предполагается, что груз уже приподнят и статическая нагрузка, действующая на ГУ, равна весу груза Q .



m_r – масса груза, m_k – масса крана, m_p – масса вращающихся частей привода с двумя упругими связями, одной из которых является жесткость конструкции самого крана k_k , а второй жесткость канатов, на которых подвешен грузозахват k_n

Рисунок 11.1 – Динамическая система крана с грузом на крюке

Динамическая нагрузка возникает в начальный момент торможения опускающегося груза при включении тормоза.

Нагрузка на ГУ $P_{ГЗ}$ складывается из статической нагрузки Q_G и динамической $P_{дин}$, являющейся функцией избыточной движущей силы $P_{изб}$, которая зависит от характера ее изменения во времени t и жесткости опорной конструкции k , т. е. $P_{дин} = f(t, k)$. Следовательно,

$$P_{ГЗ} = Q_G + P_{дин}$$

а динамический коэффициент $K_D = P_{ГЗ} / Q_G = 1 + P_{дин} / Q_G$.

При втором варианте нагружения предполагается, что груз лежит на каком-либо основании, канаты провисают и, следовательно, в этот момент нагрузка на ГУ равна нулю. Динамическая нагрузка возникает в период, когда к подъемному канату, движущемуся с номинальной скоростью v , мгновенно прикладывается нагрузка от веса груза. Нагрузка на ГУ $P_{ГЗ}$ будет также складываться из статической нагрузки Q_G и динамической $P_{дин}$, в этом случае являющейся функцией скорости каната и упругости k опорной конструкции, т. е. $P_{дин} = f(v, k)$. Следовательно, так же как и для первого варианта,

$$P_{ГЗ} = Q_G + P_{дин}$$

а динамический коэффициент $K_D = P_{ГЗ} / Q_G = 1 + P_{дин} / Q_G$.

Динамическую нагруженность ГУ целесообразно рассматривать при ряде допущений, упрощающих расчеты и мало влияющих на точность получаемых результатов.

Первый вариант нагружения ГУ – подъем груза «с веса». Так как динамическая деформация конструкции крана мало отличается от статической, данную систему можно свести к двухмассовой, заменив жесткость канатов $k_{л}$ и конструкции крана $k_{к}$ приведенной жесткостью k :

$$k = k_{л} \cdot k_{к} / (k_{л} + k_{к}).$$

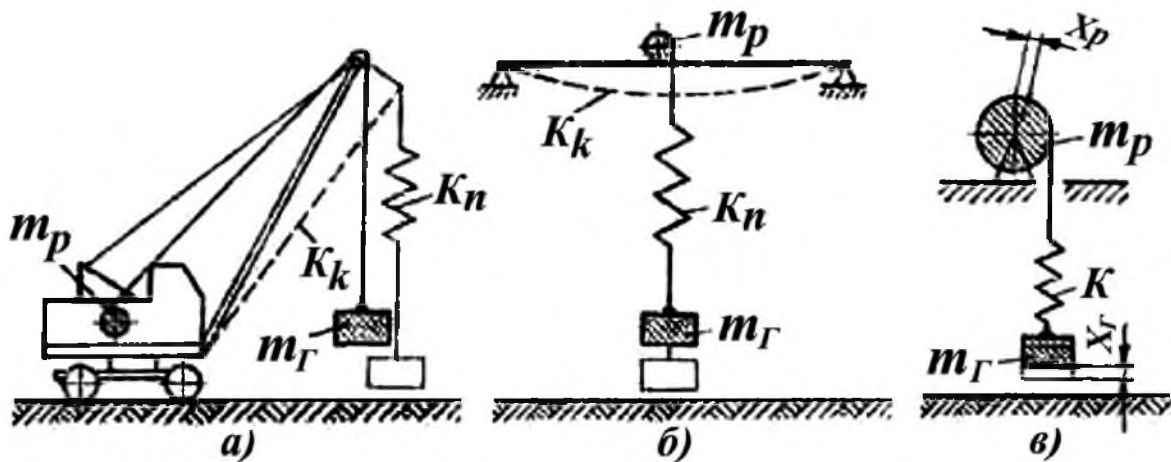
Тогда упрощенно систему можно представить состоящей из двух масс: m_p (массы ротора двигателя и приведенных к нему масс элементов механизма подъема) и m_r (массы груза), связанных между собой упругим элементом с приведенной жесткостью k (рисунок 11.2).

Для массы m_p движущей силой являются вес груза Q_G и избыточная сила двигателя $T_{изб}$; для массы m_r – вес груза Q_G , действующий в том же направлении, что и сила инерции груза при подъеме.

В кранах с приводом механизма подъема груза от двигателя трехфазного тока избыточную силу $T_{изб}$ можно считать постоянной:

$$T_{изб} = \varphi \cdot Q_G,$$

где φ – кратность пускового момента электродвигателя.



a – на стреловом кране; *б* – на мостовом кране; *в* – расчетная схема

Рисунок 11.2 – Схема динамического нагружения ГУ при подъеме груза «с веса»

Усилие в упругом звене, которое можно считать воздействием груза на ГУ:

$$P_{ГЗ} = Q_{Г} + 2\varphi \cdot Q_{Г} \frac{m_{Г}}{m_{Г} + m_{п}} = Q_{Г} \left(1 + 2\varphi \cdot \frac{m_{Г}}{m_{Г} + m_{п}} \right),$$

а коэффициент динамичности $K_{д} = P_{ГЗ} / Q_{Г} = 1 + 2\varphi \cdot \frac{m_{Г}}{m_{Г} + m_{п}}$.

Последний характеризует динамичность нагружения ГУ при условии, что подъем начинается в момент, когда на канаты действует вес груза $Q_{Г}$.

При определении динамического нагружения массы $m_{п}$ и $m_{Г}$ относят к периферии барабана, причем массу $m_{Г}$ относят пропорционально квадрату отношения числа ветвей грузового полиспаста, навиваемых на барабан, к общему числу ветвей, на которых висит груз.

Усилие в канате, набегающем на барабан при подъеме груза, Н:

$$F_{к} = \frac{Q \cdot g}{a_{п} \cdot i_{п} \cdot \eta_{п}},$$

где Q – номинальная грузоподъемность крана, кг;

$a_{п}$ – число полиспастов в системе;

$i_{п}$ – кратность полиспаста;

$\eta_{п}$ – КПД полиспаста.

Расчетное разрывное усилие в канате, Н:

$$F \geq F_{к} \cdot k,$$

где $F_{к}$ – наибольшее натяжение в канате (без учета динамических нагрузок), Н;

k – коэффициент запаса прочности ($k = 5,0$ – при легком режиме работы; $k = 5,5$ – при умеренном режиме работы; $k = 6,0$ – при тяжелом и весьма тяжелом режимах работы).

По справочной литературе подбирается стандартный канат.

Диаметр барабана, м:

$$D_{\sigma} \geq d_k \cdot e,$$

где d_k – диаметр каната, м;

e – коэффициент, зависящий от типа грузоподъемной машины и режима ее работы (таблица 11.1).

Таблица 11.1 – Наименьшие допускаемые значения коэффициента e

Тип грузоподъемной машины	Режим работы механизма	e
Грузоподъемные машины всех типов, за исключением стреловых кранов	легкий	20
	умеренный (средний)	25
	тяжелый	30
	весьма тяжелый	35
Краны стреловые	легкий	16
	умеренный (средний)	18
	тяжелый	20
	весьма тяжелый	25

Принимается стандартное значение диаметра барабана $D_{рас}$, м: 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,45; 0,56; 0,63; 0,71; 0,8; 0,9; 1.

Частота вращения барабана, мин^{-1} :

$$n_{\sigma} = \frac{v_{гр} \cdot i_{п}}{\pi \cdot D_{рас}},$$

где $v_{гр}$ – скорость подъема груза, м/мин (таблица 11.5).

Статическая мощность двигателя механизма подъема груза, кВт:

$$P_c = \frac{Q \cdot g \cdot v_{гр}}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_m},$$

где η_m – КПД механизма привода барабана, $\eta_m = 0,8$.

По каталогу выбирается двигатель из условия, чтобы мощность его была равной или несколько меньшей статической мощности P_c .

Необходимое передаточное число механизма:

$$u = n / n_{\sigma}$$

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

Момент инерции ротора двигателя и других вращающихся частей механизма, учитываемых коэффициентом 1,25, приведенный к валу барабана:

$$I_M = 1,25 I_p \cdot u^2,$$

где I_p – момент инерции ротора двигателя.

Масса, приведенная к периферии барабана, кг:

$$m_p = I_M \cdot \omega^2 / v^2 = \frac{4 \cdot I_M}{D_{рас}^2}.$$

Масса груза, отнесенная к периферии барабана, кг:

$$m_{Г} = Q / i_{II}^2.$$

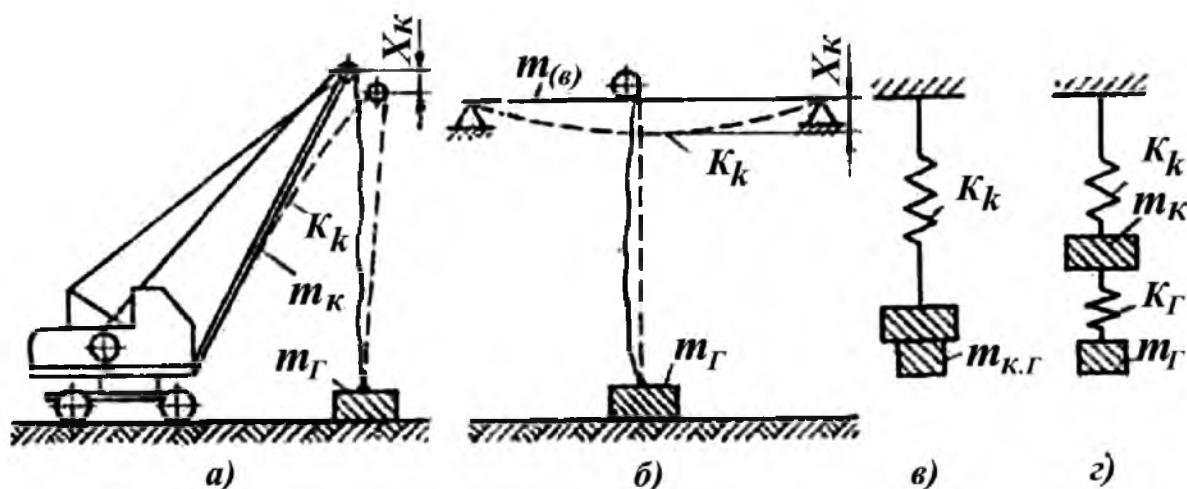
При системах разгона с постепенным нарастанием скорости, т. е. большим временем переходных процессов коэффициент K_D будет меньшим. При выборе системы привода механизма подъема это должно учитываться.

При торможении опускающегося груза величину $P_{дин}$ и коэффициент динамичности K_D определяют по тем же формулам, но под $T_{изб}$ понимают разность между тормозным усилием, приведенным к грузу, и весом груза.

Так как момент, создаваемый тормозом, обычно меньше максимального момента, создаваемого двигателем, динамическое усилие при торможении опускающегося груза не превышает динамического усилия при подъеме груза «с веса».

Второй вариант нагружения ГУ – подъем груза «с подхватом».

Поскольку упругость (податливость) металлоконструкции выше, чем канатов, причем колебания последних быстро затухают, то в этом случае можно пренебречь жесткостью одного из элементов, например канатов, и учитывать только упругость второго элемента жесткости – конструкции крана, т. е. массы крана m_k и груза $m_{Г}$ рассматривать как одну массу T (рисунок 11.3).



а – на стреловом кране; б – на мостовом кране; в – расчетная схема одномассовой системы; г – расчетная схема двухмассовой системы

Рисунок 11.3 – Схема динамического нагружения ГУ при подъеме груза «с подхватом»

При принятом допущении можно считать, что подъем груза происходит следующим образом.

На первом этапе, после включения двигателя, происходит выбор слабины каната; на втором этапе – упругая деформация всех элементов конструкции (рисунок 11.3, *а* и *б*); этот этап продолжается до тех пор, пока усилие P_0 на ГУ, возрастая от нуля, не станет равным весу груза. Лишь после этого на третьем этапе начинается подъем груза.

Полная нагрузка, действующая на ГУ, H :

$$P_{ГЗ} = Q_{Г} + P_{дин.мах} = Q_{Г} \left(1 + \frac{v_{гп}}{g}\right) \sqrt{\frac{K_k}{m_k + m_{Г}}}.$$

Коэффициент динамичности:

$$K_{Д} = \frac{Q_{Г} + P_{дин}}{Q_{Г}} = 1 + \frac{v}{g} p = 1 + \frac{v}{g} \sqrt{\frac{K_k}{m_k + m_{Г}}}.$$

При $K_k = Q_{Г} / y_{ст} = m_{Г} g / y_{ст}$, где $y_{ст}$ – прогиб конструкции от статической нагрузки:

$$K_{Д} = 1 + \frac{v}{g} p = 1 + v \sqrt{\frac{1}{g y_{ст}} \cdot \frac{m_{Г}}{m_k + m_{Г}}}.$$

Данная формула достаточно проста для практического использования и в должной мере достоверна, хотя и не учитывает влияния второго элемента жесткости, имеющегося в рассматриваемой системе.

При его учете систему надо рассматривать как двухмассовую с двумя упругими связями (рисунок 11.3, *г*) и, следовательно, как имеющую две степени свободы с соответствующим наложением колебаний по каждой из частот и нахождением максимума на протяжении нескольких периодов колебаний.

При инженерных расчетах допустимо для крюковых кранов определять коэффициент динамичности, считая систему «кран–груз» одномассовой. При расчетах грейферных и других специальных кранов, характеризующихся высокими скоростями подъема, коэффициент динамичности необходимо определять как для двухмассовой системы.

Чтобы определить коэффициент динамичности для системы с одной степенью свободы, необходимо знать параметры конструкции крана – круговую частоту колебаний p или массу $T_{к}$, приведенную к точке подвеса грузозахвата, и статический прогиб конструкции $y_{ст}$. Их можно подсчитать для любого конкретного крана, если известна его конструкция. Для выполненной конструкции значения прогиба могут быть получены экспериментально.

Однако, так как ГУ являются оборудованием, которое непосредственно с краном не связано и может быть применено в любом кране соответствующей грузоподъемности, необходимо знать максимальное значение возможного коэффициента динамичности при нерегулируемой скорости подъема груза. При его определении для некоторых типовых кранов можно пользоваться нормативными данными. Так, для башенных кранов приближенно допускается определять период колебаний T груженого крана (с грузом на крюке) по данным таблицы 11.2.

Таблица 11.2 – Период свободных колебаний T груженого башенного крана, с

Наибольший вылет крюка, м	Высота расположения опорного шарнира стрелы над поверхностью земли, м									
	до 20				21...40				41...60	61...80
	Грузоподъемность крана при наибольшем вылете, т									
	до 5	6...10	11...20	21...30	до 5	6...10	11...20	21...30	до 10	до 10
10	1,5	1,6	1,7	1,9	1,7	1,9	2,2	2,5	2,7	2,9
20	1,0	1,7	1,9	2,2	1,9	2,2	2,5	2,7	2,9	3,1
30	1,7	1,9	2,2	2,5	2,2	2,5	2,7	2,9	3,1	3,4
40	1,9	2,2	2,5	2,7	2,5	2,7	2,9	3,1	3,4	3,7
50	2,2	2,5	2,7	2,9	2,7	2,9	3,1	3,4	3,7	4,0
60	2,5	2,7	2,9	3,1	2,9	3,1	3,4	3,7	4,0	4,5

Примечание – Период свободных колебаний ненагруженного крана должен приниматься равным $2/3$ периода свободных колебаний груженого крана.

Частота p и период T связаны зависимостью $T = 2\pi/p$. В соответствии с этим коэффициент динамичности для ГУ башенных кранов может быть определен по формуле:

$$K_D = 1 + \frac{v \cdot 2\pi}{gT} = 1 + 0,64 \frac{v_{гр}}{T},$$

где $v_{гр}$ – скорость подъема груза, м/с (таблица 11.7).

Для мостовых кранов более эффективно определять коэффициент динамичности через массу конструкции крана m_k и статический прогиб $y_{ст}$.

Масса (т) двухбалочных мостовых кранов грузоподъемностью $Q = 5...50$ т:

$$m_k = 0,56 (Q + 1,5L);$$

в том числе масса (т) тележки $m_T = 0,4Q$ и масса (т) металлоконструкции $m_{МК} = 0,16(Q + 0,84L)$. Здесь L – пролет крана, м.

Расчетная масса (т) конструкции, приведенная к середине моста крана:

$$T_k = 0,5 m_{МК} + m_T = 0,08Q + 0,42L + 0,4Q = Q(0,48 + 0,42L/Q).$$

Масса груза $m_T = Q$.

Статический прогиб (м) моста под нагрузкой можно задать в функции пролета крана L (м):

$$y_{ст} = L / 700.$$

Для мостовых кранов грузоподъемностью 5...50 т нормального исполнения коэффициент динамичности:

$$K_D = 1 + v_{гр} \sqrt{\frac{1}{g y_{ст}} \cdot \frac{m_{Г}}{m_k + m_{Г}}} = 1 + v_{гр} \sqrt{\frac{700}{g L} \cdot \frac{1}{1,48 + 0,42 L / Q}} = 1 + A \cdot v_{гр},$$

где $v_{гр}$ – скорость подъема груза, м/с (таблица 11.6);

$$A = 6,85 / \sqrt{(1 + 0,28 L / Q) L} \text{ (таблица 11.3).}$$

Таблица 11.3 – Значения коэффициента A

Пролет крана L , м	Грузоподъемность крана Q , т				
	5	12,5	20	32	50
10,5	1,68	1,90	1,96	2,00	2,05
19,5	1,08	1,30	1,38	1,42	1,50
31,5	0,76	0,96	1,03	1,08	1,13

Если конкретные условия использования ГУ неизвестны, то следует использовать нормативные данные коэффициентов динамичности K_D , базирующиеся на допущении, что динамическая нагрузка при нерегулируемом приводе является линейной функцией скорости подъема, т. е. $P_D = f(v_{гр})$.

Нормативные коэффициенты динамичности для ГУ приведены в таблице 11.4.

Таблица 11.4 – Нормативные коэффициенты динамичности для ГУ

$v_{гр}$, м/мин	До 10	11...20	21...30	31...60	Свыше 60
K_D	1,15	1,30	1,45	1,60	определяется расчетом

Экспериментальное определение коэффициентов динамичности проводится в следующей последовательности.

1. Определяется скорость подъема груза $v_{гр}$ с использованием тахометра и секундомера с одновременной фиксацией в каждом опыте величины поднимаемого груза и высоты подвеса H груза.

2. Устанавливаются коэффициенты динамичности для соответствующих схем нагружения с определением скорости груза в момент отрыва, страгивания или остановки.

3. Определяются силы натяжения каната F_k с использованием динамометра.

Таблица 11.5 – Исходные данные к пункту 2 задания

№ вар.	Тип крана	Грузо-подъемность Q , т	Скорость подъема груза $v_{гр}$, м/мин	Режим работы	Кратность полиспаста i_n	КПД полиспаста η_n
1	Башенный	5	30	легкий	2	0,96
2	Башенный	5	60	умеренный	3	0,97
3	Башенный	10	30	тяжелый	4	0,98
4	Башенный	10	60	весьма тяжелый	5	0,95
5	Башенный	20	30	легкий	6	0,96
6	Башенный	20	60	умеренный	7	0,97
7	Башенный	30	30	тяжелый	6	0,98
8	Башенный	30	60	весьма тяжелый	7	0,95
9	Башенный	5	30	легкий	3	0,96
10	Башенный	5	60	умеренный	2	0,97
11	Башенный	10	30	тяжелый	5	0,98
12	Башенный	10	60	весьма тяжелый	4	0,95
13	Башенный	20	30	легкий	7	0,96
14	Башенный	20	60	умеренный	6	0,97
15	Башенный	30	30	тяжелый	7	0,98
16	Мостовой	5	10	весьма тяжелый	2	0,96
17	Мостовой	5	20	легкий	2	0,97
18	Мостовой	12,5	10	умеренный	3	0,98
19	Мостовой	12,5	20	тяжелый	2	0,95
20	Мостовой	20	8	весьма тяжелый	3	0,96
21	Мостовой	20	16	легкий	4	0,95
22	Мостовой	32	8	умеренный	3	0,97
23	Мостовой	32	16	тяжелый	4	0,94
24	Мостовой	50	6,3	весьма тяжелый	5	0,95
25	Мостовой	50	8	легкий	4	0,96
26	Мостовой	5	10	умеренный	2	0,95
27	Мостовой	12,5	20	тяжелый	3	0,97
28	Мостовой	20	8	весьма тяжелый	4	0,94
29	Мостовой	32	16	легкий	3	0,95
30	Мостовой	50	6,3	умеренный	5	0,96

Таблица 11.6 – Исходные данные к пункту 3 задания и для определения максимального значения коэффициента динамичности *мостового крана*

№ вар.	Грузоподъемность крана Q , т	Скорость подъема груза $v_{гр}$, м/мин	Пролет крана L , м	Режим работы
1	5	10	10,5	умеренный
2	5	10	19,5	умеренный
3	5	10	31,5	умеренный
4	12,5	10	10,5	умеренный
5	12,5	10	19,5	умеренный
6	12,5	10	31,5	умеренный
7	20	8	10,5	умеренный
8	20	8	19,5	умеренный
9	20	8	31,5	умеренный
10	32	8	10,5	умеренный
11	32	8	19,5	умеренный
12	32	8	31,5	умеренный
13	50	6,3	10,5	умеренный
14	50	6,3	19,5	умеренный
15	50	6,3	31,5	умеренный
16	5	20	10,5	тяжелый
17	5	20	19,5	тяжелый
18	5	20	31,5	тяжелый
19	12,5	20	10,5	тяжелый
20	12,5	20	19,5	тяжелый
21	12,5	20	31,5	тяжелый
22	20	16	10,5	тяжелый
23	20	16	19,5	тяжелый
24	20	16	31,5	тяжелый
25	32	16	10,5	тяжелый
26	32	16	19,5	тяжелый
27	32	16	31,5	тяжелый
28	50	8	10,5	тяжелый
29	50	8	19,5	тяжелый
30	50	8	31,5	тяжелый

Задание

1. Вычертить схемы экспериментальной установки и динамического нагружения механизма подъема.
2. Определить коэффициент динамичности для ГУ, подвешенного к крану на простом полиспасте, при подъеме груза массой Q «с веса» со скоростью $v_{гр}$. Режим работы крана и КПД полиспаста приведены в таблице 11.5.
3. Определить коэффициент динамичности для ГУ, подвешенного к мостовому крану, при подъеме груза массой Q «с подхватом». Исходные данные приведены в таблице 11.6.

4. Определить максимальное значение коэффициента динамичности данного крана при подъеме груза «с веса». Исходные данные приведены в таблицах 11.6 и 11.7.
5. Найти коэффициенты динамичности экспериментальным путем.
6. Представить схему нагружения механизма подъема при наиболее неблагоприятном сочетании нагрузок.

Таблица 11.7 – Исходные данные к пункту 4 задания при определении максимального значения коэффициента динамичности *башенного крана*

№ вар.	Грузоподъемность при наибольшем вылете Q , т	Скорость подъема груза $v_{гр}$, м/мин	Высота расположения опорного шарнира стрелы H , м	Вылет крюка R_{max} , м
1	2	3	4	5
1	5	30	20	10
2	5	30	20	30
3	5	30	20	50
4	10	30	20	10
5	10	30	20	30
6	10	30	20	50
7	20	30	20	10
8	20	30	20	30
9	20	30	20	50
10	30	30	20	10
11	30	30	20	30
12	30	30	20	50
13	5	30	40	10
14	5	30	40	30
15	5	30	40	50
16	10	30	40	10
17	10	30	40	30
18	10	30	40	50
19	20	30	40	10
20	20	30	40	30
21	20	30	40	50
22	30	30	40	10
23	30	30	40	30
24	30	30	40	50
25	5	30	60	10
26	5	30	60	30
27	5	30	60	50
28	10	30	60	10
29	10	30	60	30
30	10	30	60	50

Продолжение таблицы 11.7

1	2	3	4	5
31	5	60	20	10
32	5	60	20	30
33	5	60	20	50
34	10	60	20	10
35	10	60	20	30
36	10	60	20	50
37	20	60	20	10
38	20	60	20	30
39	20	60	20	50
40	30	60	20	10
41	30	60	20	30
42	30	60	20	50
43	5	60	40	10
44	5	60	40	30
45	5	60	40	50
46	10	60	40	10
47	10	60	40	30
48	10	60	40	50
49	20	60	40	10
50	20	60	40	30
51	20	60	40	50
52	30	60	40	10
53	30	60	40	30
54	30	60	40	50
55	5	60	60	10
56	5	60	60	30
57	5	60	60	50
58	10	60	60	10
59	10	60	60	30
60	10	60	60	50

По завершении лабораторной работы необходимо пройти тестовый контроль на основе автоматизированной модульно-рейтинговой системы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Чем отличается определение коэффициента динамичности при подъеме груза «с веса» и «с подхватом»?
2. С какой целью определяются коэффициенты динамичности?
3. Какие факторы влияют на изменение коэффициента динамичности?

Лабораторная работа № 12

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТЕЛЕЖКИ ПРИ ГИБКОМ ПОДВЕСЕ ГРУЗА

Цель работы:

экспериментально определить сопротивление движению тележки методом свободного выбега и исследовать динамику ее движения с грузом на гибком подвесе электротельфера.

Приборы и оборудование:

1. Электротельфер грузоподъемностью 0,5 т.
2. Измерительно-фиксирующая аппаратура.
3. Справочная литература.
4. ПЭВМ.

Содержание и порядок выполнения работы

Изучение динамики движения тележки с грузом на гибком подвесе необходимо для расчета тормозов, буферных устройств и крановых металлоконструкций.

Динамическая нагрузка действует на грузозахватное устройство в период неустановившегося движения крана. В начальный момент движения, при разгоне крана, груз отстает от него, при торможении – опережает.

Определение сопротивления движению методом свободного выбега основано на том, что запасенная тележкой кинетическая энергия позволяет ей в течение некоторого времени двигаться после выключения электродвигателя без тормоза:

$$A = \frac{m_1 \cdot v^2}{2} + \frac{I \cdot \omega^2}{2} \cdot \eta \cdot k,$$

где A – кинетическая энергия тележки с учетом энергии вращающихся масс;

m_1 – масса тележки;

v – скорость передвижения тележки;

I – момент инерции ротора электродвигателя;

ω – угловая скорость ротора двигателя;

η – КПД передачи;

k – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс механизма передвижения (кроме ротора электродвигателя).

Сопротивление движению тележки найдем из выражения

$$W = A / L,$$

где L – путь торможения тележки.

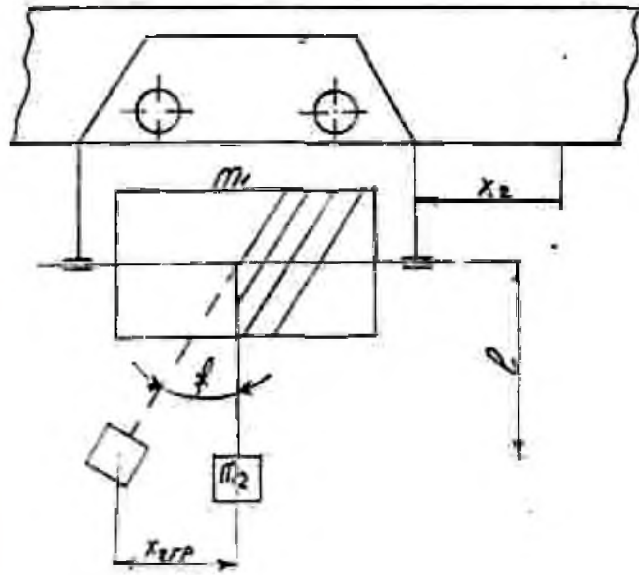


Рисунок 12.1 – Электротельфер и схема подвеса груза

Определим:

$$m_1 \cdot x'' + W = m_2 \cdot g \frac{S}{l}; \quad (12.1)$$

$$m_2 \cdot (x'' + S'') = -m_2 \cdot g \frac{S}{l}, \quad (12.2)$$

где x'' – перемещение тележки;

$x'' + S''$ – перемещение тележки с грузом;

m_1 – масса тележки с учетом приведенной массы вращающихся деталей механизма передвижения;

m_2 – масса подвешенного груза, $m_2 = \psi \cdot m_1$;

l – длина подвеса груза.

Дифференциальные уравнения движения тележки и груза имеют вид:

$$x'' + \omega^2 \cdot (x'' + \omega) = 0; \quad \omega = W \cdot (m_1 + m_2), \quad (12.3)$$

где $\omega^2 = \frac{g}{l} \cdot (1 + \psi)$.

При $x = 0$; $x'(0) = v_0$; $S(0) = S_0$.

Решение уравнения (12.3) можно представить в виде:

$$x = v_0 \cdot t - \frac{\omega \cdot t^2}{2} + \frac{\psi}{1 + \psi} \left[\left(S_0 - \frac{l \cdot \omega}{g} \right) \cdot (1 - \cos \omega \cdot t) + S_0 \left(t - \frac{1}{\omega} \sin \omega \cdot t \right) \right]. \quad (12.4)$$

Дифференцируя (12.4), получим:

$$\dot{x} = v_0 - \omega \cdot t + \frac{\psi}{1+\psi} \left[\left(S_0 - \frac{l \cdot \omega}{g} \right) \cdot \omega \cdot \sin \omega \cdot t + S_0' (1 - \cos \omega \cdot t) \right],$$

$$\ddot{x} = -\omega \cdot \frac{\psi}{1+\psi} \left[\left(S_0 - \frac{l \cdot \omega}{g} \right) \cdot \omega^2 \cos \omega \cdot t + S_0' \cdot \omega \cdot \sin \omega \cdot t \right].$$

Подставляя \ddot{x} в (12.1), найдем:

$$S = \frac{\omega \cdot l}{g} + \left(S_0 - \frac{l \cdot \omega}{g} \right) \cdot \cos \omega \cdot t + \frac{S_0'}{\omega} \cdot \sin \omega \cdot t,$$

$$S' = \left(\frac{\omega \cdot l}{g} - S_0 \right) \cdot \omega \cdot \sin \omega \cdot t + S_0' \cdot \cos \omega \cdot t.$$

При выполнении лабораторной работы необходимо фиксировать в каждый момент времени путь перемещения электротельфера по монорельсу, его скорость, а также угол отклонения подвешенного груза от вертикали. С этой целью электротельфер снабжен индукционным датчиком скорости и тензометрической линейкой. Сигналы от датчиков регистрируются посредством осциллографа. Для усиления сигналов от тензодатчиков используется тензометрический усилитель.

Задание

1. Вычертить схему экспериментальной установки (рисунок 12.1).
2. Снять показания приборов и занести их по следующей форме в таблицу:

m_1	m_2	l	I	ω	η	x	S	v

3. Рассчитать скорость и путь движения тележки на ПЭВМ.
4. Дать качественную и количественную оценку параметрам движения тележки и сравнить полученные данные с экспериментальными.

По завершении лабораторной работы необходимо пройти тестовый контроль на основе автоматизированной модульно-рейтинговой системы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Какие нагрузки действуют в механизмах передвижения при пуске и торможении?
2. Какая измерительно-фиксирующая аппаратура применяется в данной работе?
3. Дайте определение тормозному моменту и моменту юза.
4. От каких факторов зависит путь торможения тельфера?

Лабораторная работа № 13

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТОРМОЗОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Цель работы:

изучить принцип работы и конструктивные особенности тормозов грузоподъемных машин, определить их тормозные моменты и подобрать соответствующие тормоза.

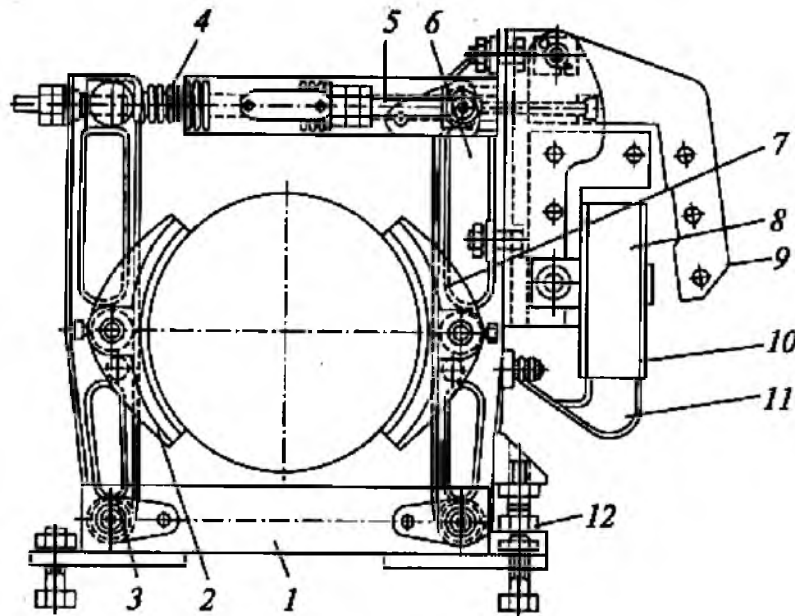
Приборы и оборудование:

1. Тормоза грузоподъемных машин.
2. Справочная литература.
3. ПЭВМ.

Содержание и порядок выполнения работы

Тормоза предназначены для поглощения кинетической энергии движущихся масс крана и используются для затормаживания подъемного, ходового и поворотного механизмов в грузоподъемных машинах.

Наибольшее применение находят двухколодочные тормоза с шарнирно закрепленными на рычагах колодками и с пружинным или грузовым замыканием (рисунок 13.1). Для размыкания тормоза используются электромагниты (длинноходовые и короткоходовые), электрогидравлические и электромеханические толкатели.



- 1 – станина; 2, 7 – колодки; 3, 6 – стойки; 4 – пружина; 5 – тяга с хомутом;
8 – размыкающее устройство (короткоходовой магнит); 9 – якорь; 10 – катушка;
11 – сердечник; 12 – регулирующий винт

Рисунок 13.1 – Схема двухколодочного тормоза с пружинным замыканием и короткоходовым электромагнитом

Определение тормозного момента и выбор тормоза при подъеме груза

Механизмы подъема груза снабжаются нормально замкнутыми тормозами, автоматически размыкающимися при включении привода.

Момент статического сопротивления (Н·м) на тормозном валу при торможении:

$$T_c^r = \frac{G \cdot D_{\sigma} \cdot \eta}{2 \cdot i_{\pi} \cdot u},$$

где G – вес груза, Н; $G = m \cdot g$. Здесь m – масса груза, кг (таблица 13.1);

D_{σ} – диаметр барабана, м (таблица 13.1);

η – КПД механизма подъема, учитывающий потери в полиспасте, на барабане, в обводных блоках и в механических передачах (таблица 13.2);

u – передаточное число механизма от вала барабана до тормозного вала (таблица 13.1);

i_{π} – кратность полиспаста (таблица 8.1).

Величина тормозного момента (Н·м), развиваемого тормозом, должна обеспечить удержание груза в неподвижном состоянии на весу с определенным коэффициентом запаса торможения:

$$T_r \geq T_c^r \cdot k_m,$$

где T_c^r – момент статического сопротивления на тормозном валу при торможении, Н·м;

k_m – коэффициент запаса торможения (при легком режиме работы и для механизмов с ручным приводом $k_m = 1,5$; при умеренном режиме работы $k_m = 1,75$; при тяжелом режиме работы $k_m = 2,0$).

Выбираем тормоз с тормозным моментом T_r из таблицы 13.3.

Среднее удельное давление (МПа) между колодками и тормозным шкивом:

$$p_0 = \frac{T_r}{D_{\pi}^2 \cdot \pi \cdot f \cdot B \cdot \beta / 360} < [p_0],$$

где D_{π} – диаметр тормозного шкива, м (таблица 13.3);

f – коэффициент трения скольжения, $f = 0,4$;

B – ширина тормозной колодки, м (таблица 13.3);

β – угол обхвата колодок, $\beta = 70^\circ$.

$[p_0]$ – допустимое удельное давление между колодками и тормозным шкивом, $[p_0] = 0,3$ МПа.

Проверка колодок на нагрев по удельной мощности трения (МН/м·с):

$$A_k = p_0 \cdot v_k \cdot f \leq [A_k],$$

где $[A_k]$ – допустимое значение удельной мощности, $[A_k] = 1,5 \dots 2,0$ МН/м·с;

v_k – расчетная скорость на ободу шкива, м/с:

$$v_k = \frac{\pi \cdot D_{ш} \cdot n_{ДВ}}{60}.$$

Здесь $n_{ДВ}$ – частота вращения вала двигателя, мин⁻¹ (таблица 13.1).

Определяем время торможения t_T (с) при опускании груза:

$$t_T = \frac{\delta \cdot I \cdot n_{ДВ}}{9,55 \cdot (T_T - T_c)} + \frac{9,55 \cdot m \cdot v^2 \cdot \eta}{n_{ДВ} \cdot (T_T - T_c)} \leq [t_T],$$

где δ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма, $\delta = 1,1 \dots 1,25$;

I – момент инерции ротора двигателя I_p (таблица 13.1) и муфты I_M (таблица 13.3), кг·м², $I = I_p + I_M$;

m – масса груза, кг (таблица 13.1);

v – скорость подъема груза, м/с, $v = \frac{\pi \cdot D_{б} \cdot n_{ДВ}}{60 \cdot u \cdot i_n}$;

$[t_T]$ – допустимое время торможения, с. При $v < 0,2$ м/с $[t_T] = 1,0$ с, при $v > 0,2$ м/с $[t_T] = 1,5$ с.

Длина пути груза при торможении грузоподъемного механизма (м) в случае равномерного замедленного движения:

$$s = v \cdot t_T / 2 \leq [s_{\max}],$$

где s_{\max} – наибольшая допускаемая длина пути торможения механизма подъема груза, м (таблица 13.2).

Фактическое замедление (м/с²) при торможении:

$$a = v / t_T \leq [a],$$

где $[a]$ – допустимое замедление при торможении (для монтажных кранов $[a] \leq 0,1$ м/с²; мостовых общего назначения и кранов механосборочных цехов $[a] \leq 0,2$ м/с²; кранов для перегрузки массовых насыпных грузов $[a] \leq 0,6 \dots 0,8$ м/с²; грейферных кранов $[a] \leq 0,8$ м/с²).

При невыполнении условий регулируют тормоз на расчетный тормозной момент за счет изменения длины рабочей пружины и вновь проверяют фактическое замедление при торможении.

Определение тормозного момента и выбор тормоза при перемещении крана.

Для механизмов передвижения по рельсовому ходу определение тормозного момента ведется по условию исключения проскальзывания заторможенных колес по рельсам. При этом расчет ведется для наименьшего сцепного веса крана, т. е. когда кран без груза.

Максимально допустимая величина замедления (м/с^2), при которой обеспечивается заданный запас сцепления ходовых колес с рельсами:

$$a_{\max}^T = \left\{ \left[\frac{n_{\text{пр}}}{n} \left(\frac{\varphi}{K_{\text{сц}}} - \frac{f \cdot d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}} \right) + (2\mu + f \cdot d_{\text{ц}}) \frac{1}{D_{\text{к}}} \right] - \frac{F^p}{G_{\text{кр}}} \right\} \cdot g \leq [a_{\max}]$$

где $n_{\text{пр}}$ – число приводных колес, $n_{\text{пр}} = 2$;

n – общее число ходовых колес, $n = 4$;

φ – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами (при работе в помещении $\varphi = 0,15$, при работе на открытом воздухе $\varphi = 0,12$);

$K_{\text{сц}}$ – коэффициент запаса сцепления (при работе без ветровой нагрузки $K_{\text{сц}} = 1,2$, при работе с ветровой нагрузкой $K_{\text{сц}} = 1,1$);

f – коэффициент трения (приведенный к цапфе вала) в подшипниках опор вала ходового колеса: в подшипниках качения (шариковых и роликовых $f = 0,015$, конических $f = 0,02$); в подшипниках скольжения $f = 0,1$;

$D_{\text{к}}$ – диаметр ходового колеса, м (таблица 13.1);

$d_{\text{ц}}$ – диаметр цапфы вала ходового колеса, м, $d_{\text{ц}} = (0,2 \dots 0,25) D_{\text{к}}$;

μ – коэффициент трения (плечо реактивной силы) качения ходовых колес по рельсам, м (таблица 13.1);

F^p – ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии, $F^p = 5000$ Н;

$G_{\text{кр}}$ – вес крана, Н (таблица 13.1);

$[a_{\max}]$ – наибольшее допустимое замедление механизма передвижения крана, $[a_{\max}] = 0,25 \text{ м/с}^2$.

Если $a_{\max}^T \geq [a_{\max}]$, то для дальнейших расчетов берется меньшее значение.

Время торможения (с) крана без груза:

$$t^T = v_{\text{кр}} / a_{\max}^T,$$

где $v_{\text{кр}}$ – скорость передвижения крана, м/с.

Соппротивление трения ходовых колес (Н) при торможении крана без груза:

$$F_{\text{тр}}^T = \frac{G_{\text{кр}}}{D_{\text{к}}} (f \cdot d_{\text{ц}} + 2\mu).$$

Момент сил трения при торможении крана:

$$T_{\text{тр}}^T = \frac{F_{\text{тр}}^T \cdot D_{\text{к}} \cdot \eta}{2 \cdot u},$$

где η – КПД механизма передвижения при торможении (таблица 13.2);

u – общее передаточное число между валом тормоза и ходовыми колесами (таблица 13.1).

Момент сопротивления (Н·м) движению от уклона пути:

$$T_{\text{укл}}^T = \frac{G_{\text{кр}} \cdot \sin \alpha \cdot D_{\text{к}} \cdot \eta}{2 \cdot u},$$

где α – угол наклона пути, $\alpha = 2^\circ$.

Момент от ветровой нагрузки (Н·м):

$$T_B^T = \frac{F^P \cdot D_k \cdot \eta}{2 \cdot u}.$$

Момент статических сопротивлений (Н·м) на тормозном валу при неблагоприятном сочетании нагрузок во время торможения крана:

$$T_C^T = T_{TP}^T - T_{укл}^T - T_B^T.$$

Момент сил инерции (Н·м) при торможении без груза:

$$T_{ИН}^T = \frac{\delta \cdot I \cdot n_{ДВ}}{9,55 \cdot t^T} + \frac{9,55 \cdot G_{кр} \cdot v_{кр}^2 \cdot \eta}{n_{ДВ} \cdot t^T \cdot g},$$

где δ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма, $\delta = 1,1 \dots 1,25$;

I – момент инерции ротора двигателя I_p (таблица 13.1) и муфты I_M (таблица 13.3), $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, $I = I_p + I_M$.

Расчетный тормозной момент (Н·м) на валу тормоза:

$$T_T = T_{ИН}^T - T_C^T.$$

Выбираем тормоз с тормозным моментом T_T из таблицы 13.3.

Минимальная длина пути торможения:

$$s_{\min}^T = v_{кр}^2 / k,$$

где $k = 1,5$ при работе в помещении, $k = 0,9$ при работе на открытом воздухе.

Фактическая длина пути торможения:

$$s_{\phi} = 0,5 v_{кр} \cdot t^T.$$

Проверяем соблюдение условия $s_{\phi} \geq s_{\min}^T$.

При несоблюдении условия регулируют тормоз на меньший тормозной момент или принимают другой тормоз, после чего вновь проверяют выполнение вышеприведенного условия.

Алгоритмы расчетов представлены на рисунках 13.2 и 13.3.

Задание

1. Изучить конструктивные особенности колодочных тормозов.
2. Вычертить схему тормоза, описать его устройство и работу.
3. Определить величины тормозных моментов заданных механизмов кранов для перегрузки массовых грузов на открытом воздухе.
4. Подобрать тормоза для заданных механизмов по таблице 13.3.
5. Провести проверочный расчет тормозов на ПЭВМ в соответствии с представленными алгоритмами и исходными данными (таблицы 13.1–13.3).

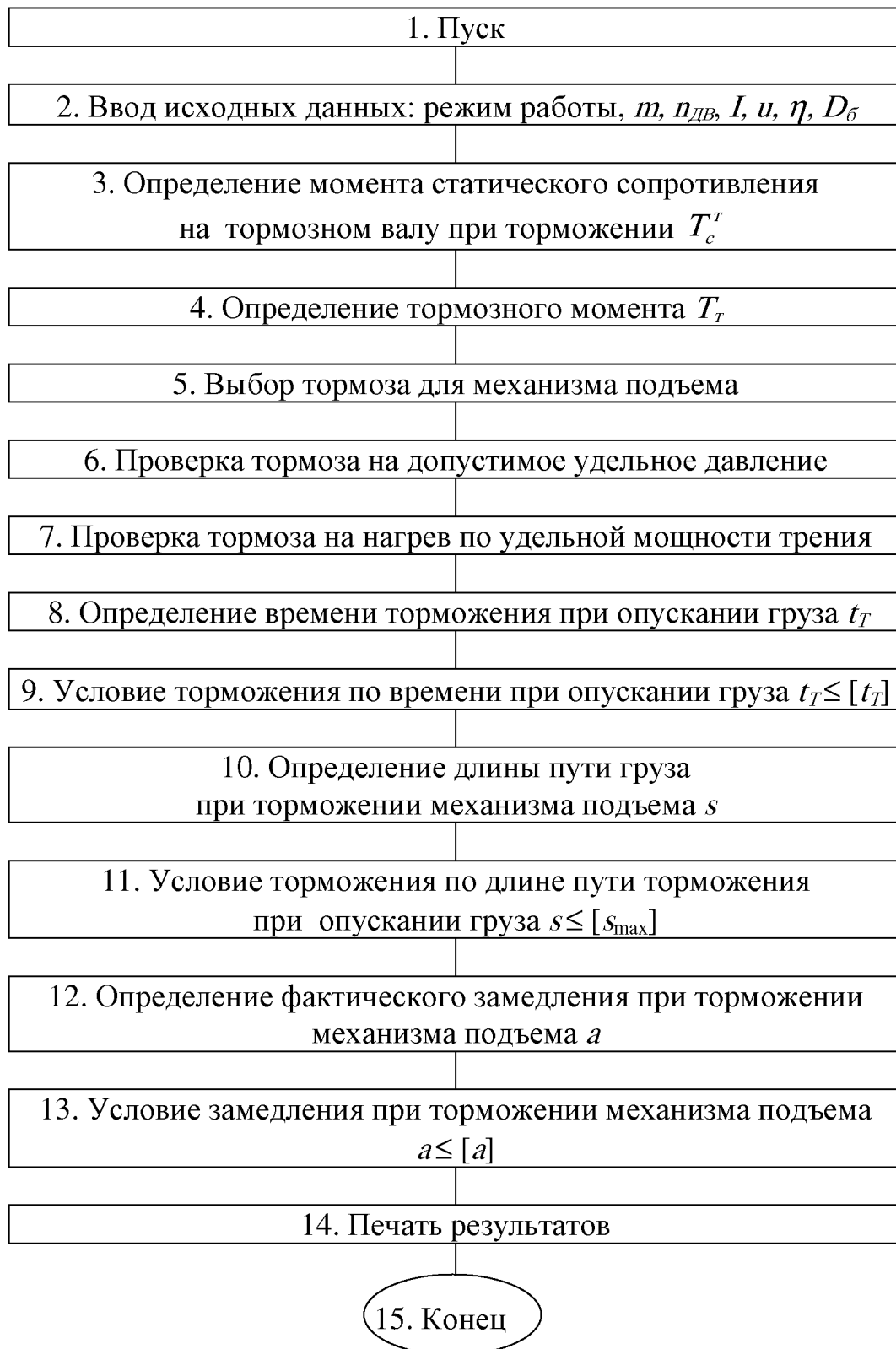


Рисунок 13.2 – Схема алгоритма для подбора тормоза механизма подъема груза

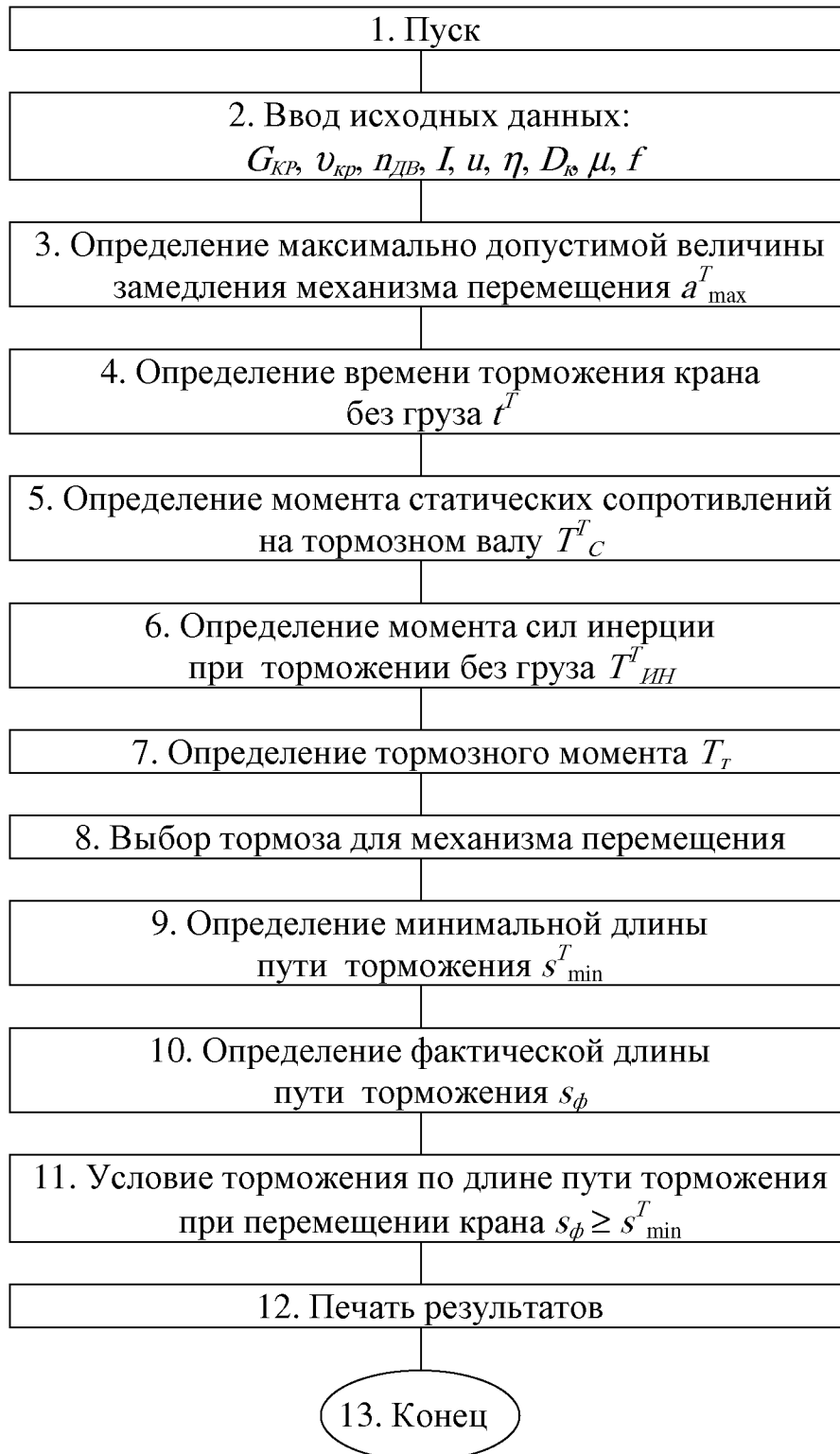


Рисунок 13.3 – Схема алгоритма для подбора тормоза механизма перемещения

Таблица 13.1 – Исходные данные к заданию

№ вар.	m , т	$G_{кр}$, т	$v_{кр}$, м/с	$n_{ДВ}$, мин ⁻¹	I_p , кг·м ²	u	$D_б$, м	$D_ж$, м	μ , м
1	3,2	7,4	0,32	895	0,115	32,42	0,260	0,40	0,0005
2	6,3	45,3	0,56	1465	0,102	41,34	0,335	0,56	0,0005
3	12,0	34,8	0,40	1460	0,040	50,94	0,510	0,63	0,0006
4	4,0	17,5	0,66	950	0,312	16,30	0,260	0,50	0,0005
5	8,0	44,2	0,50	935	0,225	19,80	0,400	0,56	0,0005
6	15,0	32,7	0,40	1465	0,127	24,90	0,510	0,71	0,0006
7	5,0	17,5	1,00	710	0,537	8,32	0,335	0,50	0,0005
8	10,0	38,5	0,60	705	0,387	9,80	0,400	0,63	0,0006
9	20,0	45,0	0,42	695	0,275	12,41	0,510	0,80	0,0007

Таблица 13.2 – Исходные данные к заданию

№ вар.	Режим работы	s_{max} , м	η	Подшипники опор вала ходового колеса
1–3	легкий	$v/2,0$	0,80	скольжения
4–6	умеренный	$v/1,7$	0,83	качения: шариковые и роликовые
7–9	тяжелый	$v/1,3$	0,85	конические

Таблица 13.3 – Выбор тормоза и момента инерции муфты

Типоразмер тормоза	$D_{ш}$, мм	B , мм	T_T , Н·м	I_m , кг·м ²	Типоразмер тормоза	$D_{ш}$, мм	B , мм	T_T , Н·м	I_m , кг·м ²
<u>ТКТ-100</u> ТКП-100	100	70	<u>20</u> 16	0,003	<u>ТКТ-200</u> ТКП-200	200	90	<u>160</u> 125	0,100
<u>ТКТ-200/100</u> ТКП-200/100	200	90	<u>40</u> 32	0,125	<u>ТКТ-300</u> ТКП-300	300	140	<u>500</u> 420	0,600
ТКГ-160	160	70	100	0,057	ТКГ-200	200	90	250	0,125
<u>ТКТ-300/200</u> ТКП-300/200	300	140	<u>240</u> 190	0,600	ТКГ-300	300	140	800	0,600

По завершении лабораторной работы необходимо пройти тестовый контроль на основе автоматизированной модульно-рейтинговой системы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Назначение, требования, предъявляемые к тормозам крановых механизмов. Классификация тормозов.
2. Укажите достоинства и недостатки двухколодочных тормозов.
3. Из каких материалов изготавливают трущиеся поверхности тормозов?
4. Чем определяется сила прижатия тормозных колодок к шкиву?

Лабораторная работа № 14

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ БАШЕННОГО КРАНА

Цель работы:

освоить особенности расчета устойчивости башенных кранов и проверить устойчивость электрифицированной модели башенного крана.

Приборы и оборудование:

1. Электрифицированная модель башенного крана.
2. Серия плакатов «Башенные строительные краны».
3. Справочная литература.
4. ПЭВМ.

Содержание и порядок выполнения работы

Устойчивость передвижных кранов против опрокидывания обеспечивается их собственной массой и проверяется по правилам Госпромнадзора в рабочем и нерабочем состояниях. Различают грузовую и собственную устойчивость.

Грузовая устойчивость характеризует устойчивость крана с подвешенным грузом при возможном опрокидывании его в сторону груза.

Собственная устойчивость характеризует устойчивость крана в нерабочем состоянии (без рабочего груза) при возможном опрокидывании его в сторону противовесной части крана (контргруза).

Определение опрокидывающего и удерживающего моментов производится относительно ребра опрокидывания.

Числовое значение коэффициента грузовой устойчивости K_1 башенного крана (в рабочем состоянии без совмещения операций) (рисунок 14.1) подсчитывается при расположении стрелы в плане перпендикулярно ребру опрокидывания:

$$K_1 = M_{уд} / M_{опр} \geq 1,15,$$

где $M_{уд}$ – момент, удерживающий кран от опрокидывания в сторону груза, Н·м;

$M_{опр}$ – опрокидывающий момент, Н·м.

При работе крана на горизонтальной площадке, без учета дополнительных нагрузок и уклона пути, коэффициент грузовой устойчивости должен быть не менее 1,4.

Координаты центра тяжести крана c и h_1 (м) при горизонтальной стреле (рисунок 14.2) и при ее максимальном подъеме:

$$c = X = \sum x_i \cdot G_i / G,$$

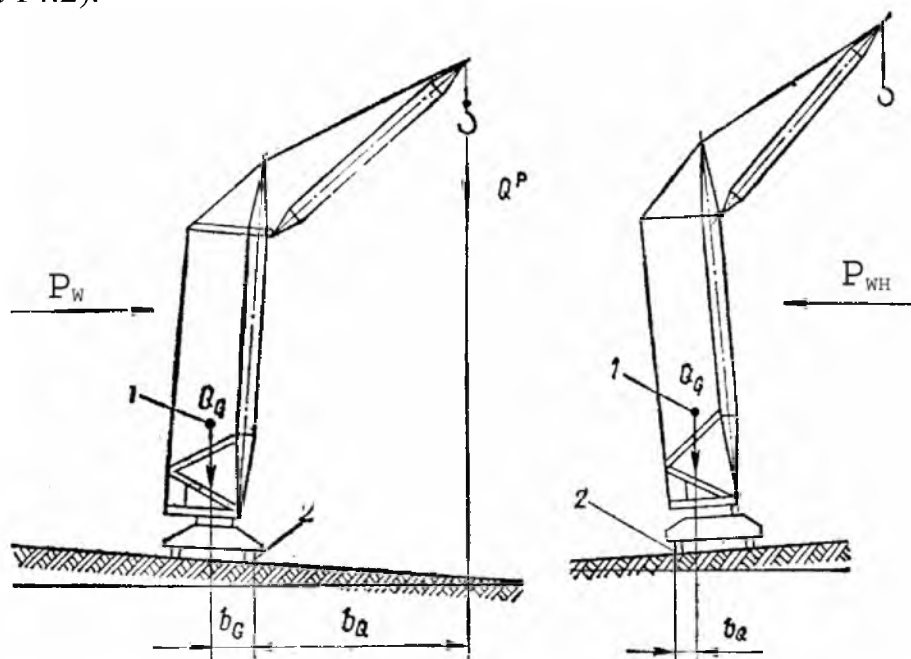
$$h_1 = Y = \sum y_i \cdot G_i / G,$$

где x_i – плечо вектора (расстояние от оси крана) (таблица 14.2) веса элемента крана относительно оси Y , м;

G_i – вес (таблица 14.1) элементов крана, Н;

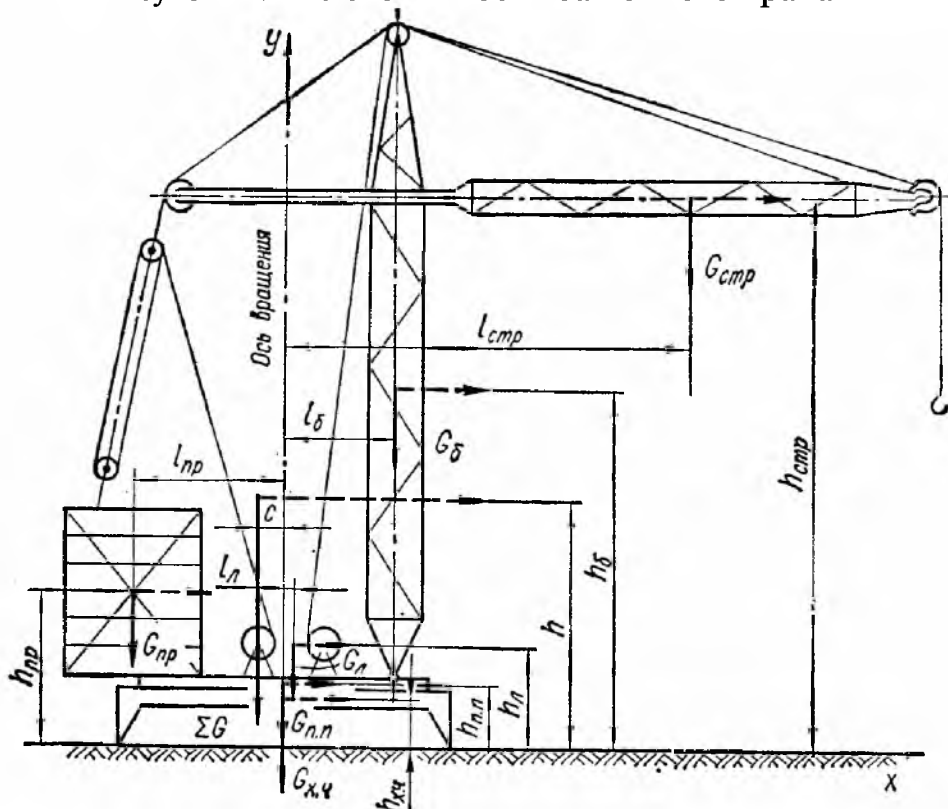
G – вес крана, Н (таблица 14.3);

y_i – плечо вектора веса элемента крана относительно оси X , м (таблица 14.2).



P_w и P_{wh} – ветровая нагрузка в рабочем и нерабочем состоянии;
 Q^p и Q_g – вес крана и груза, b_Q и b_G – расстояния от центра тяжести крана и груза до ребра опрокидывания

Рисунок 14.1 – Устойчивость башенного крана



$G_{стр}$, G_b , $G_{пр}$, $G_{пл}$, G_l – вес соответственно стрелы, башни, противовеса, поворотной платформы, лебедки; $h_{стр}$, h_b , $h_{пр}$, $h_{пл}$, h_l – высота соответственно стрелы, башни, противовеса, поворотной платформы, лебедки; $L_{стр}$, l_b , $L_{пр}$, $L_{пл}$, L_l – расстояние

от оси вращения до соответственно стрелы, башни, противовеса, поворотной платформы, лебедки

Рисунок 14.2 – К определению центра тяжести

Таблица 14.1 – Расчетные формулы для ориентировочного определения массы (т) башенного крана и его элементов (по [4])

Наименование	Масса крана и его элементов*			
	с поворотной башней		с поворотной головкой	
	с подъемной стрелой	с балочной стрелой	с подъемной стрелой	с балочной стрелой
Кран	$m = 0,31Q \cdot a \cdot \sqrt[3]{\frac{h_{\max}}{Q}}$	$m = 0,335Q \cdot a \cdot \sqrt[3]{\frac{h_{\max}}{Q}}$	$m = 0,335Q \cdot a \cdot \sqrt[3]{\frac{h_{\max}}{Q}}$	$m = 0,36Q \cdot a \cdot \sqrt[3]{\frac{h_{\max}}{Q}}$
Башня	$m_6 \approx 0,13 \cdot m$	$m_6 \approx 0,13 \cdot m$	$m_6 \approx 0,16 \cdot m$	$m_6 \approx 0,16 \cdot m$
Поворотная платформа	$m_{пл} \approx 0,1 \cdot m$	$m_{пл} \approx 0,09 \cdot m$	–	–
Стрела	$m_c \approx 0,035 \cdot m$	$m_c \approx 0,05 \cdot m$	$m_c \approx 0,035 \cdot m$	$m_c \approx 0,05 \cdot m$
Противовес	$m_{пв} \approx 0,34 \cdot m$	$m_{пв} \approx 0,34 \cdot m$	$m_{пв} \approx 0,34 \cdot m$	$m_{пв} \approx 0,34 \cdot m$
Консоль противовеса	–	–	$m_{к.п} \approx 0,065 \cdot m$	$m_{к.п} \approx 0,07 \cdot m$
Каретка грузовая	–	$m_{к.г} \approx 0,01 \cdot m$	–	$m_{к.г} \approx 0,01 \cdot m$
Полиспаст грузовой с крюком	$m_{п}^r \approx 0,005 \cdot m$	$m_{п}^r \approx 0,005 \cdot m$	$m_{п}^r \approx 0,005 \cdot m$	$m_{п}^r \approx 0,005 \cdot m$
Полиспаст стреловой	$m_{п}^c \approx 0,005 \cdot m$	$m_{п}^c \approx 0,005 \cdot m$	$m_{п}^c \approx 0,005 \cdot m$	$m_{п}^c \approx 0,005 \cdot m$

* – Q – грузоподъемность крана, т (таблица 14.3); a – вылет стрелы, м (таблица 14.3); h_{\max} – наибольшая высота подъема груза, м (таблица 14.3).

Таблица 14.2 – Расчетные формулы для ориентировочного определения элементов башенного крана

Элемент крана	Ордината y_i , м		Расстояние от оси крана x_i , м	
	с поворотной башней	с поворотной головкой	с поворотной башней	с поворотной головкой
Башня	$(h_{\min} + 2) / 2$	$(h_{\min} + 6) / 2$	1	0
Поворотная платформа	2	–	0	–
Стрела	$h_{\min};$ $(h_{\max} + h_{\min}) / 2$		$a_{\max} / 2 + 1;$ $a_{\min} / 2 + 1$	
Противовес	2,5	h_{\min}	$b / 2$	7,5
Консоль противовеса	–	h_{\min}	–	8
Полиспаст грузовой с крюком	$h_{\min} + 1;$ $(h_{\max} + h_{\min} + 2) / 2$		$a_{\max};$ a_{\min}	
Полиспаст стреловой	$(h_{\min} + 2) / 2$	$h_{\min} + 1;$ $(h_{\max} + h_{\min}) / 2$	$b + 1$	$a_{\max} / 2 + 1;$ $a_{\min} / 2 + 1$

Расстояние (м) от центра тяжести крана до ребра опрокидывания:

$$b_G = b + c - h_1 \cdot \sin \alpha,$$

где b – 0,5 ширины колеи крана, м (таблица 14.3);

α – угол наклона крана, ...° (таблица 14.4).

Расстояние (м) от центра тяжести груза до ребра опрокидывания:

$$b_Q = a - b.$$

Момент (Н·м), удерживающий кран от опрокидывания относительно ребра опрокидывания:

$$M_{уд1} = G[(b + c) \cos \alpha - h_1 \cdot \sin \alpha].$$

Грузовой опрокидывающий момент (Н·м):

$$M_{гр} = Q \cdot b_Q,$$

где Q – вес груза, Н (таблица 14.4).

На устойчивость крана влияют динамические нагрузки, включающие в себя действия инерционных сил в период неустановившегося движения и центробежных сил при вращении крана.

Опрокидывающий момент (Н·м) от действия инерционных сил в период неустановившегося движения при времени пуска $t = 1$ с:

$$M_1^д = \frac{Q \cdot v \cdot b_Q}{g \cdot t},$$

где v – скорость подъема груза, м/с (таблица 14.3);

g – ускорение свободного падения.

Опрокидывающий момент (Н·м) от центробежной силы при вращении крана с учетом высоты подъема груза на 1 м от головки рельса:

$$M_2^д = \frac{Q \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot a \cdot h}{g \cdot (900 - n^2 \cdot (h - 1))} = \frac{Q \cdot n^2 \cdot a \cdot h}{900 - n^2 \cdot (h - 1)},$$

где n – частота вращения поворотной части крана, мин⁻¹ (таблица 14.3);

h – высота подъема груза, м (таблица 14.3).

Таблица 14.3 – Техническая характеристика башенных кранов

Показатель	КБ-100.3А	КБ-308А	КБ-309ХЛ	КБ-402В	КБ-403А	КБ-403Б	КБ-405.1А	КБ-408	КБМ-401	КБ-406	КБ-504	КБ-572А	КБ-674А	КБ-676	КБ-671
Грузовой момент, т·м	100	100	125	125	132	120	187,5	160	160	200	250	300	400	320	400...460
Грузоподъемность, т: на максимальном вылете максимальная	4	4	5	5	4,5	3	7,5	6	6	8	6,2	10	10	5,6	10
	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10	10	10	25	12,5	25
Вылет, м: максимальный при максимальной грузоподъемности	25	25	25	25	25	30	25	25	25	25	40	30	35	50,5	35
	12,5	12,5	15,6	13	16,5	15	18	16	16	20	25	30	16	25,6	16...18,4
Высота подъема, м: при максимальном вылете максимальная	33	32	22	46	41	41	46	46,6	47,2	12	60	13,5	46	83	46
	48	42	37	60,5	52	54,7	57,8	57,1	57,8	12	77	13,5	46	83	46
Скорость, м/мин: подъема груза максимальной массы подъема груза максимальная	15	16	15	22,5	40	40	31	30	30	11,3	60	20	17,5	35	27,5
	45	48	33	22,5	58	55	46	83	46; 83	11,3	160	20	100	100	140
Скорость, м/мин: передвижения крана передвижения тележки (изменения вылета)	28	18,5	30,5	18	18	18	27	18	28	18,4	19,2	30	20	20	20
	(15)	27,2	(15,6)	(10)	23	30	(10,5)	30	30	27	27,5	25	36,7	36,7	50
Частота вращения, мин ⁻¹	0,7	0,77	0,8	0,6	0,6	0,65	0,72	0,65	0,72	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,65
Колея, м	4,5	4,5	4,5	6	6	6	6	6	6	6	7,5	6	7,5	7,5	7,5
Мощность, кВт	55,1	55,1	58,1	62,6	77,6	77,6	102,2	77,6	92,2	45,5	110,5	65,7	138,5	138,5	154,7
Конструктивная масса, т Общая масса, т	34	39	30,7	48	50	50,5	64,4	52,8	60	37,4	108	53,6	115,2	137,2	105
	95	92,2	70,7	78	80	80,5	114,4	93,2	110	79,7	163	121	210,2	232,2	210
Тип стрелы/ башни*	ПС/ПБ	БС/ПБ	ПС/ПБ	ПС/ПБ	БС/ПБ	БС/ПБ	ПС/ПБ	БС/ПБ	БС/ПБ	БС/ПБ	БС/ПБ	БС/ПБ	БС/НБ	БС/НБ	БС/НБ

*ПС – подъемная стрела; БС – балочная стрела; ПБ – поворотная башня; НБ – неповоротная башня.

Продолжение таблицы 14.3

Показатель	АБКС-5	КБР-1	КБР-2	КБ-674	БКСМ-14ПМ-2	КП-8	КБ-674.5	КБ-406М	КБСМ-200	КБ-404	КБ-503Б	МСК-400	КБГС-450	КБГС-630	БК-1000Б
Грузовой момент, т·м	25	85	100	400	150	176	200	200	200	250	250	400	450	630	1000
Грузоподъемность, т: на максимальном вылете максимальная	1,5	3,2	4	10	5	8	4	8	8	8	7,5	12	10	10	16
	5	5	8	12,5	5	8	12,5	12,5	12,5	13	10; 12,5	20	25	25	63
Вылет, м: максимальный при максимальной грузоподъемности	12		25	35	30	22	50	25		30	35	25	40	50	45
	5	17	12,5	27; 16	30	22	20	16	16	17,5	28	20	18	25	16
Высота подъема, м: при максимальном вылете максимальная	10	32	32	46	13,2	13,5	71	20	34,6	4,8	53	52	45,2	45	46
	15	44	42	46	13,2	13,5	71	20	34,6	26	67,5	62	45,2	45	88,5
Скорость, м/мин: подъема груза максимальной массы подъема груза максимальная	8	36	16	13; 26	30	16	26	11,25	24	10	32; 25	20	12,5	30	10,7
	8	54	48	52	30	16	52	22,5	60	10	140	40	30	120	16
Скорость, м/мин: передвижения крана изменения вылета	50	19	18,5	12	30	32	12	20	18	19,7	19	30	9	10	12
	10	25	27,2	13; 30	32	32	13; 30	27	28	12	25,2	14,4	30	50	3,7
Частота вращения, мин ⁻¹	1,0	0,6	0,77	0,44	0,5	0,6	0,44	0,6	0,6	0,6	0,64	0,53	0,4	0,7	0,22
Колея, м	4,9x4,1	4,5	4,5	7,5	6	4,5	7,5	6	7,5	6	7,5	7,5	10	10	10
Установленная мощность, кВт	12,3	45,5	55,1	102,7	45,2	48,7	102,7	52,4	75	58	148,6	149,9	161	233	155
Конструктивная масса, т	14,7	42,4	38,5	117	43,9	36,5	130,2	40	60	33,7	97	100	255,6	340	221,5
Общая масса, т	14,7	80	91,7	209	75,8	89,5	236	82	90	85,7	152	152	263,6	370	380
Тип стрелы / башни*	БС/ПБ	БС/ПБ	БС/ПБ	БС/НБ	БС/НБ	БС/НБ	БС/НБ	БС/ПБ	БС/ПБ	ПС/-	БС/ПБ	БС/ПБ	БС/НБ	БС/НБ	ПС/ПБ

*ПС – подъемная стрела; БС – балочная стрела; ПБ – поворотная башня; НБ – неповоротная башня.

Опрокидывающий момент (Н·м) от ветровых нагрузок рабочего состояния крана:

$$M_1^W = P_{W1} \cdot \rho_1,$$

где P_{W1} – ветровая нагрузка на элементы конструкции крана в рабочем состоянии, Н;

ρ_1 – координата центра парусности крана, м: $\rho_1 = 0,5 h$.

Ветровая нагрузка на элементы конструкции крана или груза в рабочем состоянии:

$$P_W = p \cdot A,$$

где p – распределенная ветровая нагрузка на единицу расчетной площади элемента конструкции или груза, Па; $p = q \cdot k_h \cdot c \cdot k_h \cdot n$. Здесь q – динамическое давление ветра, Па. Для рабочего состояния кранов независимо от районов установки принимают $q = 250$ Па. При проверке собственной устойчивости принимают $q = 700$ Па для кранов высотой до 20 м. На каждый последующий метр высоты крана давление ветра увеличивают на 10 Па;

k_h – коэффициент, учитывающий изменение динамического давления по высоте h над поверхностью земли (при высоте 10; 20; 40; 60; 100 м, k_h соответственно равен 1; 1,25; 1,55; 1,75; 2,10). Для промежуточных высот значения коэффициента определяются линейной интерполяцией приведенных здесь данных. Для груза значение k_h принимают по максимальной высоте подъема груза;

c – коэффициент аэродинамической силы ($c = 1,4$ – для стрел, башен, мостов; $c = 1,2$ – для вантов, канатов, противовесов, кабин; $c = 1,8 \dots 3,5$ – для пространственных ферм; для груза $c = 1,2$);

k_h – коэффициент решетчатости ($k_h = 0,3 \dots 0,4$ – для решетчатых ферм; $k_h = 0,8 \dots 1,0$ – для механизмов; $k_h = 1,0$ – для сплошных поверхностей);

n – коэффициент перегрузки (для рабочего состояния $n = 1$; для нерабочего состояния $n = 1,1$);

A – расчетная площадь элемента конструкции или груза, м², $A \approx 2,6 \cdot h$.

При наклонной стреле $A = 2,6 \cdot h_{\min} + (h_{\max} - h_{\min}) \cdot b_c$. Здесь b_c – ширина стрелы: $b_c \approx 0,7$ м.

Расчетная площадь груза $A_{гр}$ определяется по фактическим данным (таблица 14.4), а при их отсутствии в зависимости от его номинальной массы по справочной литературе.

Опрокидывающий момент (Н·м) от ветровых нагрузок, действующих на груз, рассчитывается по формуле:

$$M_2^W = P_{W2} \cdot \rho_2,$$

где P_{W2} – ветровая нагрузка на груз, Н;

ρ_2 – координата центра парусности груза, м. Так как нагрузка, действующая на груз, считается приложенной к головке стрелы, то $\rho_2 = h$.

Коэффициент собственной устойчивости K_2 представляет собой отношение момента $M_{уд2}$, создаваемого массой всех частей крана с учетом влияния наибольшего допустимого уклона площадки (подкранового пути) в сторону опрокидывания, к моменту, создаваемому ветровой нагрузкой M_{WH} . Моменты определяются относительно ребра опрокидывания:

$$K_2 = M_{уд2} / M_{WH} \geq 1,15,$$

где $M_{уд2}$ – момент, удерживающий кран от опрокидывания в сторону противовеса, (Н·м); $M_{уд2} = G[(b - c) \cos \alpha - h_1 \cdot \sin \alpha]$;

M_{WH} – ветровой опрокидывающий момент (Н·м) при нерабочем состоянии крана, $M_{WH} = P_{WH} \cdot \rho_H$. Здесь P_{WH} – ветровая нагрузка на элементы конструкции крана в нерабочем состоянии, Н;

ρ_H – координата центра парусности крана, м.

Расчет грузовой устойчивости производится для всех вылетов, а расчет собственной устойчивости только для минимального вылета.

Задание

1. Изучить основные положения и особенности расчета башенных кранов на устойчивость (рисунок 14.3).
2. Составить схему крана и определить координаты центра тяжести крана при горизонтальной стреле и при ее максимальном подъеме.
3. Определить моменты сил, удерживающие кран от опрокидывания в сторону груза (противовеса).
4. Определить грузовой момент и дополнительные моменты сил, опрокидывающие кран в сторону груза.
5. Определить ветровой опрокидывающий момент при нерабочем состоянии крана.
6. Проверить грузовую и собственную устойчивость проектируемого крана при заданных условиях эксплуатации, используя данные таблицы 14.4.
7. Рассчитать устойчивость электрифицированной модели крана.

По завершении лабораторной работы необходимо пройти тестовый контроль на основе автоматизированной модульно-рейтинговой системы.

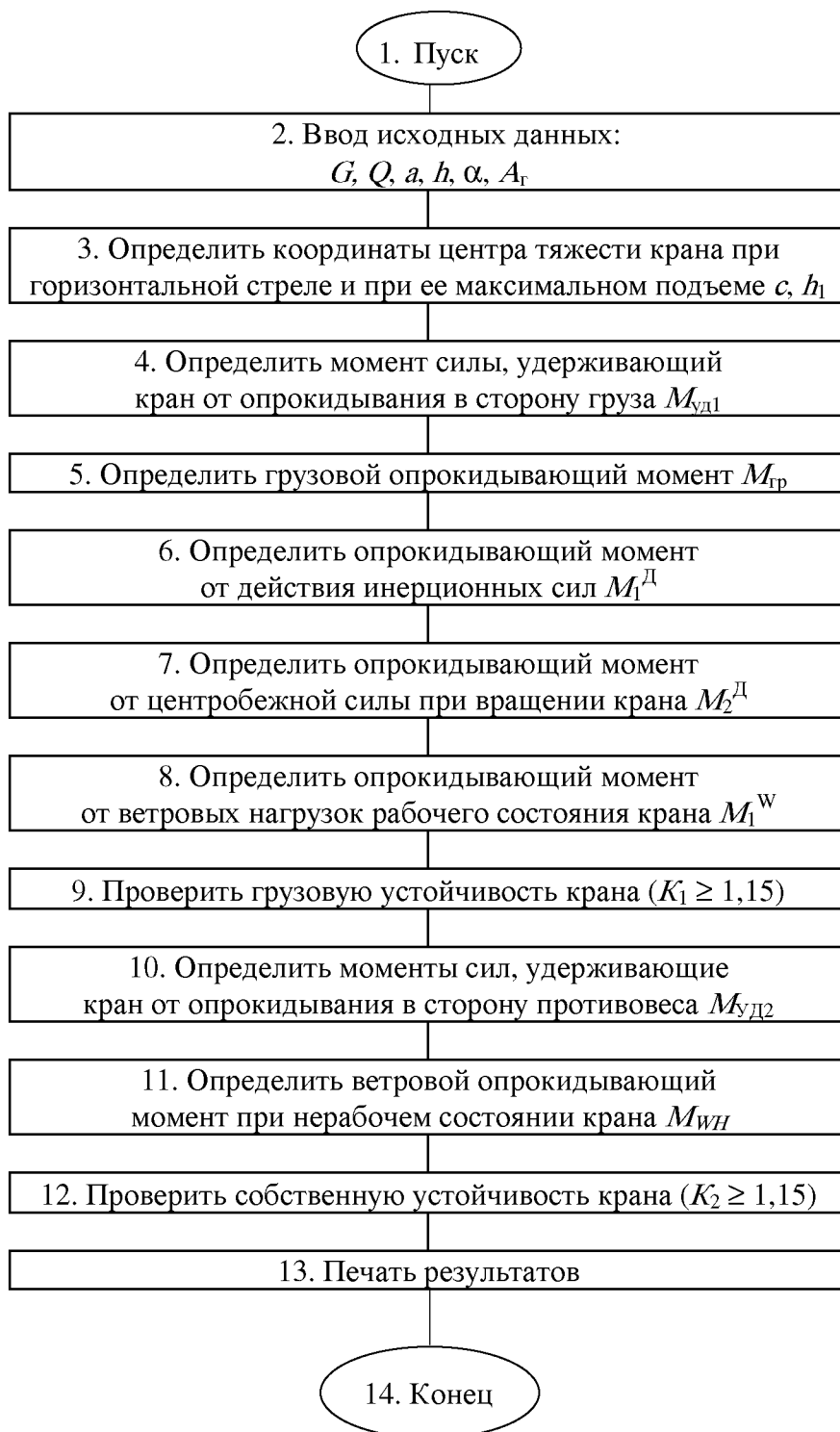


Рисунок 14.3 – Схема алгоритма расчета устойчивости башенного крана

Таблица 14.4 – Исходные данные для расчета устойчивости крана

№ вар.	Тип крана	α, \dots°	Масса груза, кг	Расчетная площадь груза $A_r, \text{м}^2$
1	КБ100.3А	2	4000	6,3
2	КБ-308А		6000	7,8
3	КБ-309ХЛ		8000	9,0
4	КБ-402В	2	5000	7,1
5	КБ-403А		7000	8,6
6	КБ-403Б		8000	9,0
7	КБ-405.1А	3	7500	8,8
8	КБ-408		9000	9,5
9	КБМ-401		10000	10,0
10	КБ-406	3	8000	9,0
11	КБ-504		7000	8,6
12	КБ-572А		10000	10,0
13	КБ-674А	2	10000	10,0
14	КБ-676		12000	11,7
15	КБ-671		25000	18,0
16	АБКС-5	2	1500	3,5
17	КБР-1		4000	6,3
18	КБР-2		8000	9,0
19	КБ-674	3	10000	10,0
20	БКСМ-14ПМ-2		5000	7,1
21	КП-8		8000	9,0
22	КБ-674.5	3	4000	6,3
23	КБ-406М		10000	10,0
24	КБСМ-200		12500	12,0
25	КБ-404	2	8000	9,0
26	КБ-503Б		11000	10,9
27	МСК-400		20000	16,0
28	КБГС-450	3	10000	10,0
29	КБГС-630		18000	15,0
30	БК-1000Б		63000	28,0

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Перечислите мероприятия для повышения устойчивости крана.
2. Охарактеризуйте коэффициент грузовой устойчивости и коэффициент собственной устойчивости.
3. Укажите, когда и в каких случаях при определении устойчивости не учитываются инерционные и центробежные силы.
4. В чем отличие в определении устойчивости козловых кранов от башенных кранов?

Лабораторная работа № 15

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СМЕСИТЕЛЕЙ

Цель работы:

изучить принцип работы и конструктивные особенности машин для приготовления бетонных и растворных смесей и рассчитать их технико-эксплуатационные показатели.

Приборы и оборудование:

1. Лабораторная установка смесителя принудительного действия.
2. Справочная литература.
3. ПЭВМ.

Содержание и порядок выполнения работы

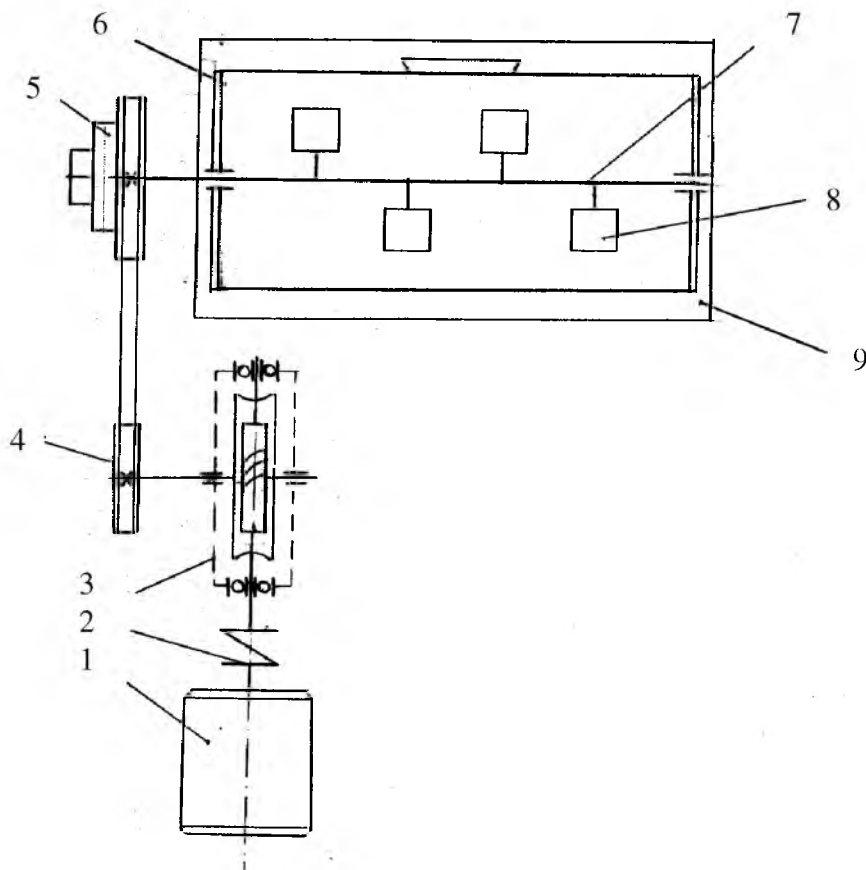
Для приготовления бетонных и растворных смесей применяют смесительные машины, основным узлом которых является смесительный барабан (чаша) определенной вместимости. Процесс приготовления смесей состоит из ряда последовательно выполняемых операций: загрузки в смесительную машину дозированных компонентов – вяжущих и заполнителей, перемешивания компонентов с добавлением определенной дозы воды и выгрузки из машины готовой смеси бетона или раствора.

Смесительные машины классифицируются: а) по назначению – на бетоносмесители для приготовления бетонных смесей и растворосмесители для приготовления растворных смесей (строительных растворов); б) по способу перемешивания материалов в смесительном барабане – с перемешиванием при свободном падении материалов (гравитационные) и с принудительным перемешиванием; в) по характеру работы – периодического (циклического) и непрерывного действия; г) по форме смесительного барабана – с грушевидным, двухконусным, чашевидным и корытообразным с лопастными горизонтальными валами; д) по способу установки – на передвижные и стационарные.

Лабораторная установка одновального лопастного смесителя (рисунок 15.1) состоит из рамы, привода, смесительного барабана и измерительно-фиксирующей аппаратуры.

Рама имеет основание *9* и две стойки, на которых крепится смесительный горизонтально расположенный барабан *6*.

Привод лопастного вала включает в себя: однофазный электродвигатель переменного тока *1*, упругую муфту *2*, червячный редуктор *3* и открытую ременную передачу, которая состоит из ведущего *4* и ведомого *5* шкивов.



1 – двигатель; 2 – муфта; 3 – червячный редуктор; 4 – ведущий шкив клиноременной передачи; 5 – ведомый шкив клиноременной передачи; 6 – смесительный барабан; 7 – горизонтальный лопастной вал; 8 – лопасть; 9 – плита

Рисунок 15.1 – Схема лабораторной установки лоткового одновального смесителя с принудительным перемешиванием

Фиксация барабана при перемешивании смеси осуществляется с помощью специальной динамометрической тяги, позволяющей измерять крутящий момент. Внутри смесительного барабана установлен горизонтальный лопастной вал 7, имеющий четыре лопасти 8, который вращается в подшипниках качения.

Загрузка смеси осуществляется через загрузочную воронку, а выгрузка производится путем поворота смесительного барабана вокруг оси на 180°.

Изменение скорости лопастного вала осуществляется переводом ремня на шкив соответствующего диаметра. Частота вращения вала смесителя измеряется тахометром. Натяжение ремня осуществляется перемещением редуктора с двигателем с последующей его фиксацией с помощью болтовых соединений.

**Техническая характеристика лабораторной установки
смесителя принудительного действия**

Объем смесительного барабана, л	7
Частота вращения вала смесителя, мин ⁻¹	20...30
Передаточное число червячного редуктора	63
Количество шкивов, шт	3
Вид открытой передачи	клиноременная
Передаточное число клиноременной передачи	1; 2; 2,24
Электродвигатель привода смесительного барабана:	
тип	асинхронный с короткозамкнутым ротором
мощность, Вт	180
напряжение, В	220
режим работы	повторно кратковременный
Размеры барабана, мм:	
длина	400
диаметр	160
Габаритные размеры установки, мм:	
длина	800
ширина	400
высота	500
Масса лабораторной установки, кг	14,5

Частота вращения (мин⁻¹) вала барабана смесителя:

$$n = 30\omega / \pi,$$

где ω – угловая скорость лопастного вала, $\omega = 2,3 \text{ с}^{-1}$;

Частота вращения (мин⁻¹) электродвигателя:

$$n_{ДВ} = n \cdot u_q \cdot u_p,$$

где u_q – передаточное число червячного редуктора;

u_p – передаточное число клиноременной передачи.

Главным параметром смесительных машин циклического действия является объем готовой смеси, получаемой за один замес. К основным параметрам относятся: потребляемая мощность, масса выхода смеси, радиус лопастей, длина и диаметр корпуса смесителя, а также частота вращения вала.

Полный момент (Н·м), который необходимо приложить к валу для вращения лопасти:

$$T_{\text{лр}} = \int_{r_1}^{r_2} k \cdot b \cdot r \cdot dr = \frac{k \cdot b (r_2^2 - r_1^2)}{2},$$

где k – удельное сопротивление движению лопасти в смеси, Па;

b – проекция ширины лопасти на плоскость, перпендикулярную вращению, м. Для лабораторной установки $b = 0,04$ м (рисунок 15.2);
 r_1 – радиус внутренней кромки лопасти, $r_1 = 0,02$ м (рисунок 15.2);
 r_2 – радиус наружной кромки лопасти, $r_2 = 0,08$ м (рисунок 15.2).

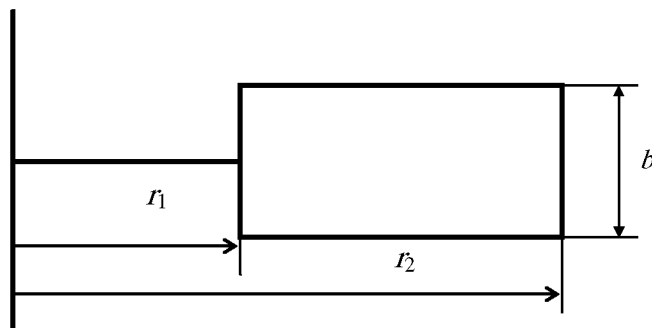


Рисунок 15.2 – Схема к расчету мощности привода принудительных смесителей

Мощность двигателя, кВт:

$$N_{ДВ} = \frac{k \cdot b \cdot \omega(r_2^2 - r_1^2) \cdot z_{л} \cdot \varphi}{2000 \cdot \eta_{мех}}$$

где k – удельное сопротивление движению лопасти в смеси, Па (для растворных смесей $k = 14...30$ кПа);

ω – угловая скорость лопастного вала, c^{-1} ;

$z_{л}$ – число лопастей;

φ – коэффициент заполнения смесителя, $\varphi = 0,65$;

$\eta_{мех}$ – механический КПД привода, $\eta_{мех} = 0,65...0,7$.

Мощность (кВт) двигателя можно определить и по эмпирической формуле:

$$N_{ДВ} = 36 V_3^{1,05},$$

где V_3 – объем смесителя лабораторной установки, m^3 .

Выбор двигателя лабораторной установки (таблица 15.1) осуществляется по наибольшему значению мощности, полученному по вышеприведенным формулам.

Определяем остальные параметры одновального смесителя по эмпирическим зависимостям.

Масса смесителя, т:

$$m = 4,3 V_3^{0,98}.$$

Радиус окружности, описываемой лопастью, м:

$$r = 0,71 V_3^{0,4}.$$

Длина смесителя, м:

$$L = 2,35 V_3^{0,35}.$$

Частота вращения лопастного вала, мин⁻¹:

$$n \leq \frac{30}{\sqrt{r}}.$$

Шаг лопастей, м:

$$t = (0,68 \dots 0,82) r.$$

Мощность двигателя для привода барабана гравитационного бетоносмесителя расходуется на подъем смешиваемого материала и преодоление сил сопротивлений, возникающих при вращении барабана.

Мощность двигателя привода барабана, Вт:

$$N_{ДВ} = \frac{0,375 \cdot G_{СМ} \cdot R_{БЦ} \cdot \omega}{\eta_M}.$$

Отсюда радиус (м) цилиндрической части барабана:

$$R_{БЦ} = \frac{N_{ДВ} \cdot \eta_M}{0,375 G_{СМ} \cdot \omega},$$

где $N_{ДВ}$ – мощность двигателя привода барабана, Вт (таблица 15.2);

η_M – КПД привода, $\eta_M = 0,92$;

$G_{СМ}$ – сила тяжести смеси, Н ($G_{СМ} = V_{зам} \cdot \rho \cdot g$. Здесь $V_{зам}$ – объем замеса гравитационного бетоносмесителя, м³);

ρ – плотность выдаваемого материала, $\rho = 2200$ кг/м³;

ω – угловая скорость барабана, с⁻¹; $\omega = \pi \cdot n / 30$. Здесь n – частота вращения барабана смесителя, мин⁻¹ (таблица 15.2).

Загрузка бетоносмесителя может производиться из бункеров и с помощью ковшовых подъемников.

Мощность, расходуемая на подъем загрузочного ковша (скипа), рассчитывается в момент его опрокидывания:

$$N_2 = \frac{(K_c - 1) \cdot G_{СМ}' + (G_{СМ}' + G_k') \cdot \sin \alpha \cdot v}{1000 \eta},$$

где $G_{СМ}'$ – суммарная сила тяжести компонентов бетонной смеси, подаваемой скипом в барабан, Н; $G_{СМ}' \approx 0,92 G_{СМ}$;

G – вес ковша подъемника, Н; принимаем $G_k = 1000$ Н;

K_c – коэффициент вредных сопротивлений, $K_c = 1,2 \dots 1,25$;

α – угол наклона, ...°; принимаем $\alpha = 55^\circ$;

v – скорость подъема скипа, м/с (таблица 15.2);

η – КПД лебедки скипа, $\eta = 0,75$.

Эксплуатационная производительность (м³/ч) смесительных машин периодического действия:

$$П_9 = V_3 \cdot z \cdot K \cdot K_B,$$

где V_3 – вместимость смесительного барабана по загрузке, м³;

z – число замесов за 1 ч:

$$z = 3600 / T_{ц}.$$

Здесь $T_{ц}$ – длительность цикла (интервал между замесами), с:

$$T_{ц} = t_1 + t_2 + t_3,$$

где t_1 – время загрузки барабана (таблица 15.2); (при бункерном питании смесителя $t_1 = 10...15$ с, при подаче скиповым ковшом $t_1 = 15...20$ с);

t_2 – время перемешивания (таблица 15.2), $t_2 = 60...150$ с;

t_3 – время разгрузки барабана (таблица 15.2), $t_3 = 20...50$ с;

K – коэффициент выхода готовой смеси (таблица 15.2) (для бетонных смесей $K = 0,65...0,7$, для растворов $K = 0,75...0,85$).

K_B – коэффициент использования оборудования по времени, $K_B = 0,82...0,85$.

Сменная производительность (m^3/cm) бетоносмесителя

$$P_{см} = P_э \cdot T_{см}$$

где $T_{см}$ – количество часов в смену, $T_{см} = 8,2$ ч.

Объем (m^3) готовой смеси в одном замесе $V_{зам}$ зависит от вместимости смесительного барабана по загрузке составляющих $V_з$ (полезного объема барабана) и от коэффициента выхода K готовой смеси:

$$V_{зам} = V_з \cdot K.$$

Время перемешивания бетонных смесей и растворов зависит от их состава, жесткости, а также размеров и конструкции смесительных машин.

Задание 1

1. Изучить конструкции смесителей и начертить схему лабораторной установки со смесителем принудительного действия (рисунок 15.1).
2. Определить частоту вращения ведомого шкива (вала смесителя).
3. Определить необходимую мощность смесителя и сравнить ее с экспериментальными значениями.
4. Построить графики зависимостей $N(n)$ и $T(n)$.
5. Определить типоразмер двигателя лабораторной установки по таблице 15.1.
6. Результаты измерений и вычислений занести по следующей форме в таблицу:

№	$V_з, m^3$	$n, мин^{-1}$	$T_{кр.т}, Н·м$	$T_{кр.э}, Н·м$	$N_{дв.т}, кВт$	$N_{дв.э}, кВт$	$\Delta N, \%$
1							
2							
3							

Задание 2

1. Определить объем готового замеса и радиус цилиндрической части барабана в гравитационном смесителе.
2. Определить сменную производительность гравитационного бетоносмесителя.

3. По таблице 15.1 выбрать соответствующие двигатели для привода барабана и для механизма подъема ковша и указать их типоразмер. Расчеты производят согласно данным таблицы 15.2.

Таблица 15.1 – Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии 4А общепромышленного применения; закрытые, обдуваемые. Технические данные

Номинальная мощность, кВт	Синхронная частота вращения, мин ⁻¹					
	3000		1500		1000	
	Типоразмер двигателя	Номинальная частота, мин ⁻¹	Типоразмер двигателя	Номинальная частота, мин ⁻¹	Типоразмер двигателя	Номинальная частота, мин ⁻¹
0,06	–	–	4AA50A4Y3	1340	–	–
0,09	4AA50A2Y3	2740	4AA50B4Y3	1370	–	–
0,12	4AA50B2Y3	2710	4AA56A4Y3	1340	–	–
0,18	4AA56A2Y3	2760	4AA56B4Y3	1370	4AA63A6Y3	885
0,25	4AA56B2Y3	2760	4AA63A4Y3	1340	4AA63B6Y3	890
0,37	4A63A1Y3	2750	4AA63B4Y3	1365	4A71A6Y3	910
0,55	4A63B2Y3	2740	4A71F4Y3	1390	4A71B6Y3	900
0,75	4A71A2Y3	2820	4A71B4Y3	1390	4A80A6Y3	915
1,1	4A71B2Y3	2810	4A80A4Y3	1420	4A80B6Y3	920
1,5	4A80A2Y3	2870	4A80B4Y3	1415	4A90L6Y3	935
2,2	4A80B2Y3	2870	4A90L4Y3	1425	4A100L6Y3	950
3,0	4A90L2Y3	2870	4A100S4Y3	1435	4A112MA6Y3	955
4,0	4A100S2Y3	2900	4A100L4Y3	1430	4A112MB6Y3	950
5,5	4A100L2Y3	2900	4A112M4Y3	1445	4A132S6Y3	965
7,5	4A112M2Y3	2925	4A132S4Y3	1455	4A132M6Y3	970
11,0	4A132M2Y3	2930	4A132M4Y3	1460	4A160S6Y3	975
15,0	4A160S2Y3	2940	4A160S4Y3	1465	4A160M6Y3	975
18,5	4A160M2Y3	2940	4A160M4Y3	1465	4A180M6Y3	975
22,0	4A180S2Y3	2940	4A180S4Y3	1470	4A200M6Y3	975
30,0	4A180M2Y3	2940	4A180M4Y3	1470	4A200L6Y3	980

По завершении лабораторной работы необходимо пройти тестовый контроль на основе автоматизированной модульно-рейтинговой системы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. По каким признакам классифицируются смесительные машины?
2. Укажите область применения смесителей и назовите их основные параметры.
3. Каковы достоинства и недостатки смесителей различных конструкций?

4. Как осуществляется разгрузка смесительных барабанов бетоносмесителей?
5. Как влияет частота вращения рабочего органа на выходные параметры смесителя?

Таблица 15.2 – Исходные данные к заданию 2

№ вар.	Смеси-тель	Вместимость смесительного барабана $V_з$, м ³	n , мин ⁻¹	K	Скорость подъема скипа, м/с	t_1 , с	t_2 , с	t_3 , с	$N_{дв}$, кВт	Масса смесителя, кг
1	СБ-27	0,10	23	0,65	–	15	58	20	0,75	228
2	СБ-30	0,25	20	0,66	0,2	15	60	30	1,1	800
3	СБ-116	0,10	27	0,65	–	18	50	20	2,2	245
4	СБ-16	0,50	18,2	0,66	0,2	20	80	40	3,0	2000
5	СБ-101	0,10	30	0,65	–	15	45	50	0,75	213
6	СБ-84	0,50	18	0,66	0,2	17	90	20	3,0	1820
7	СБ-15	0,50	18,2	0,66	–	16	75	30	3,0	1370
8	СБ-91	0,75	18,6	0,666	–	20	70	40	4,0	1250
9	СБ-10В	1,20	17	0,666	–	15	115	20	15	4090
10	СБ-3	2,40	12,6	0,666	–	18	140	30	22	8070
11	СБ-103	3,00	12,6	0,666	–	20	120	25	22	7600
12	СБ-174	0,1	25	0,65	–	16	100	30	0,5	150
13	СБ-30Г	0,25	20	0,666	–	15	140	20	2,2	700
14	СБ-16Г	0,50	18	0,666	0,2	15	130	25	4,0	1900
15	СБ-91Б	0,75	18	0,666	–	15	120	30	4,0	970
16	СБ-153А	1,50	17,6	0,666	–	15	110	35	15	2700
17	СБ-162	4,50	13	0,666	–	22	90	24	30	8700
18	СБ-10А	1,20	17	0,666	–	15	100	40	15	3788

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ И ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров, М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П. Александров. – М. : Машиностроение, 1985. – 520 с.
2. Волков, Д. П. Строительные машины и средства малой механизации / Д.П. Волков, В.Я. Крикун. – М. : Изд. центр «Академия», 2002.– 480 с.
3. Добронравов, С.С. Строительные машины и основы автоматизации: учебник для строит. вузов / С.С. Добронравов, В.Г. Дронов. – М. : Выш. шк., 2001. – 575 с.
4. Кузьмин, А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон. – Минск : Выш. шк., 1983. – 350 с.
5. Строительные машины. Справочник / В.Н. Лемин [и др.]. – М. : Машиностроение, 1991. – Т. 2. – 494 с.
6. Методические указания к выполнению лабораторных работ по курсам «Строительные, дорожные и транспортные машины», «Механизация в строительстве» для студентов специальностей 1-70 03 01 «Автомобильные дороги», 1-70 02 01 «Промышленное и гражданское строительство». – Минск : БНТУ, 2003. – 205 с.
7. Строительные машины : Справочник : в 2 т. / А.В. Раннев [и др.] ; под общ. ред. Э.Н. Кузина. – М. : Машиностроение, 1991. – Т. 1 : Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог. – 496 с.
8. Таубер, Б.А. Подъемно-транспортные машины : учебник для вузов / Б.А. Таубер. – М. : Экология, 1991. – 528 с.
9. Шестопалов, К.К. Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование : учеб. пособие / К.К. Шестопалов. – М. : Мастерство, 2002. – 320 с.

Учебное издание

СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ

Лабораторные работы

Составители:

Сафанков Евгений Иванович
Гридюшко Анатолий Игнатьевич

Ответственный за выпуск Е. В. Юницкая
Корректор М. М. Макаревич
Технический редактор Н. В. Ропот
Оригинал-макет Е. В. Лис

Подписано в печать 10.05.2012. Формат 60х90 1/16. Бумага офсетная.
Гарнитура Times New Roman. Ризография. Усл. печ. л. 7,69.
Тираж 146 экз. Заказ 18.

Издатель и полиграфическое исполнение: учреждение образования
«Мозырский государственный педагогический университет
им. И. П. Шамякина».
ЛИ № 02330/0549479 от 14 мая 2009 г.
Ул. Студенческая, 28, 247760, Мозырь, Гомельская обл.,
Тел. (0236) 32-46-29

