

СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Издательство ТГТУ

Министерство образования Российской Федерации
Тамбовский государственный технический университет

**С Т Р О И Т Е Л Ь Н Ы Е
М А Ш И Н Ы**

Методические указания к лабораторным работам
для студентов специальности 290300

**Тамбов
Издательство ТГТУ
2004**

УДК 624
ББК Н6-5я 73-5
С86

Утверждено Редакционно-издательским советом университета

Рецензент
Доктор технических наук, профессор
В.В. Леденев

С86 Строительные машины: Метод. указания к лабораторным работам / Сост. Ю.М. Радько. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2004. 32 с.

Изложены порядок и методические указания по выполнению лабораторных работ курса "Строительные машины". Даны контрольные вопросы и рекомендуемая литература.

Предназначены для студентов очного и заочного обучения специальности 290300 "Промышленное и гражданское строительство".

УДК 624
ББК Н6-5я 73-5

© Тамбовский государственный
технический университет
(ТГТУ), 2004

Учебное издание

СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Методические указания

Составитель **Радько Юрий Михайлович**

Редактор Т.М. Глинкина
Компьютерное макетирование Е.В. Кораблевой

Подписано в печать 16.01.04

Формат 60 × 84 / 16. Бумага газетная. Печать офсетная
Гарнитура Times New Roman. Объем: 1,86 усл. печ. л.; 1,8 уч.-изд. л.
Тираж 100 экз. С. 38

Издательско-полиграфический центр
Тамбовского государственного технического университета,
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

ВВЕДЕНИЕ

При изучении курса "Строительные машины" студентам следует выполнить лабораторный практикум по разделам "Механические передачи", "Транспортирующие машины", "Грузоподъемные машины".

Перед выполнением лабораторной работы необходимо повторить теоретические положения соответствующей темы, изложенные в конспекте лекций и рекомендуемой литературе, ответить на контрольные вопросы.

Отчет по каждой лабораторной работе должен быть оформлен отдельно в соответствии с требованиями ЕСКД и содержать схему лабораторной установки, таблицу с экспериментальными и расчетными данными, необходимые вычисления и краткие выводы по работе.

Перед выполнением лабораторных работ студенты обязаны получить инструктаж по правилам техники безопасности с соответствующей записью в журнале.

Выполнять лабораторную работу может только группа студентов в составе не менее двух человек. Перед началом эксперимента необходимо убедиться в исправности лабораторной установки, проверить наличие и исправность заземления, защитных ограждений.

Во время работы установки нельзя производить обмеры узлов и деталей привода, рабочих органов, подвижных частей, прикасаться к ним руками, превышать номинальные технические показатели машин по грузоподъемности или производительности.

В случае обнаружения неисправности лабораторной установки следует немедленно отключить ее от электросети, прекратить работу и сообщить об этом преподавателю или лаборанту кафедры.

Лабораторный практикум начинают с выполнения двух лабораторных работ по изучению конструкции и основных параметров зубчатого цилиндрического и червячного редукторов.

Редуктором называется механизм, предназначенный для уменьшения частоты вращения выходного вала по сравнению с входным и состоящий из одной или нескольких механических передач, помещенных в общем закрытом корпусе. Общее передаточное число редуктора $U_{\text{общ}} = n_{\text{в}} / n_{\text{т}}$, где $n_{\text{в}}$ и $n_{\text{т}}$ – соответственно частоты вращения быстроходного (входного) и тихоходного (выходного) валов, с^{-1} .

По числу передач, входящих в редуктор, различают одно-, двух- и многоступенчатые редукторы. Кинематические схемы редукторов разнообразны, некоторые из них показаны на рис. 1. Одноступенчатые цилиндрические редукторы (рис. 1, а) позволяют получать передаточные числа $U \leq 10$, двухступенчатые (рис. 1, б – г) – $U \leq 60$, трехступенчатые (рис. 1, д) – $U > 60$, одноступенчатые конические редукторы (рис. 1, е) – $U \leq 6,3$, одноступенчатые червячные (рис. 1, ж) – $U > 30$. Для получения больших передаточных чисел и передачи движения между пересекающимися быстроходными и тихоходными валами применяют редукторы, включающие

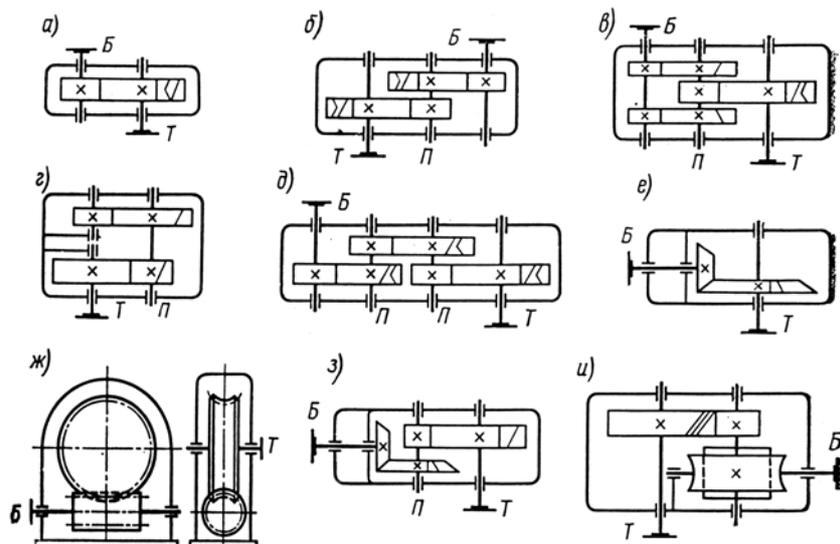


Рис. 1 Кинематические схемы редукторов

различные виды передач – коническо-цилиндрические (рис. 1, з), червячно-зубчатые (рис. 1, и) и др.

В механических трансмиссиях строительных машин широко используются зубчатые редукторы с переменным передаточным числом (коробки перемены передач), позволяющие ступенчато изменять скорость и крутящий момент выходного вала и направление его вращения. Простейшая коробка перемены передач показана на рис. 2. Изменение частоты вращения выходного (вторичного) вала 4 осуще-

ствляется перемещением сдвоенных шестерен 5 и 6 вправо или влево, до зацепления их с шестернями 2 или 3 на выходном (первичном) валу 1. Попеременное включение в работу двух пар шестерен с различным передаточным числом обеспечивает вращение выходного вала с двумя частотами n_2 и n_3 .

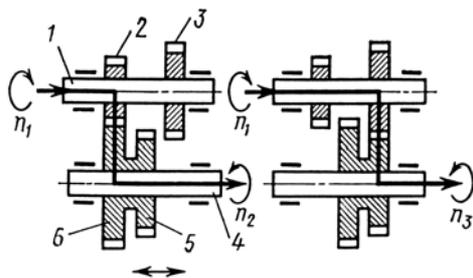


Рис. 2 Схема коробки передач

Лабораторная работа 1

КОНСТРУКЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: изучить конструкцию зубчатого цилиндрического редуктора, определить экспериментальным и расчетным методом его основные параметры.

Оборудование и инструменты: зубчатый редуктор, набор гаечных ключей, штангенциркуль, линейка, съемник подшипников, шагомер, кронциркуль.

Предварительная подготовка

1 Изучить по ГОСТ 2.770–68 условные графические изображения элементов механических передач и деталей машин.

2 По рекомендуемой литературе и конспекту лекций ознакомиться с конструкцией зубчатых цилиндрических редукторов, их назначением, областью применения и основными параметрами; изучить системы смазки зубчатых передач и подшипников, регулирование подшипниковых узлов [2, с. 245 – 253; 299 – 320], [3, с. 351 – 358; 434 – 448], [4, с. 221 – 226; 271 – 278].

3 Проанализировать порядок выполнения работы и методы определения параметров редуктора.

Порядок выполнения работы

1 Разобрать редуктор, изучить конструкцию его отдельных узлов и деталей, их назначение, материалы, из которых они изготовлены, определить способ смазки и порядок замены масла зубчатой передачи, подшипников.

Разборку проводить в следующем порядке:

- прочистив отдушину и сняв крышку смотрового люка, вывинтить пробку маслоспускного отверстия и слить в специальный поддон отработанное масло, завинтить пробку;
- отвинтить болты крепления подшипниковых крышек и снять вместе с прокладками (для случая накладных подшипниковых крышек), обратив внимание на устройство уплотнения концов входного и выходного валов редуктора;
- отвинтить стяжные болты (или гайки стяжных шпилек) крепления крышки к корпусу редуктора и с помощью отжимного болта снять крышку редуктора;
- вынуть из подшипниковых гнезд корпуса валы с зубчатыми колесами и подшипниками, обратив внимание на конструкцию зубчатых колес, подшипников, наличие мазеудерживающих или маслоотражательных колец;
- с помощью винтового съемника снять подшипники с вала и на прессе выпрессовать вал из зубчатого колеса (по указанию преподавателя), определив места установки шпонок и их назначение.

Сборку редуктора произвести в обратной последовательности, обеспечив смазку подшипников, герметичность стыка по плоскости разъема редуктора и залив необходимое количество масла через смотровой лючок (контроль уровня масла произвести с помощью маслоуказателя). На корпусе и крышке редуктора определить элементы, предназначенные для его транспортирования.

2 После разборки редуктора составить его кинематическую схему (вид сверху со снятой крышкой) с обозначением основных элементов согласно ГОСТ 2.770–68, а также силовых и кинематических параметров a_w на валах и зубчатых колесах, показав межосевые расстояния каждой ступени.

Уяснив назначение механизма, его конструкцию, принцип действия и направление передачи энергии в кинематической цепи от ведущего элемента к ведомому, вычертить кинематическую схему, придерживаясь следующей последовательности:

- изобразить ведущий, ведомый и промежуточные валы редуктора;
- нанести изображения зубчатых колес, обозначив способ их крепления на валах, подшипников;
- показать корпус и при необходимости крышку редуктора;
- обозначить количество зубьев зубчатых колес в направлении передачи вращающего момента.

3 Определить передаточное число редуктора и отдельных его ступеней приближенным и уточненным способами.

Приближенно передаточное число определяют по предварительно нанесенным мелом меткам на входном и выходном валах и корпусе редуктора. Вращая входной вал, отсчитывают количество его оборотов до одного полного оборота выходного вала.

Тогда общее передаточное число редуктора

$$U_0 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_1}{1} = n_1,$$

где n_1 – количество оборотов входного вала; n_2 – количество оборотов выходного вала, равное 1.

Для точного определения U_0 подсчитывают количество зубьев зубчатых колес, находящихся в зацеплении $z_1; z_2; z_3; z_4; \dots; z_n; z_{n+1}$, и определяют передаточные числа отдельных ступеней редуктора по формуле

$$U_i = \frac{z_{n+1}}{z_n}.$$

Общее передаточное число многоступенчатого редуктора определяют по формуле

$$U_0 = U_1 U_2 U_3 \dots U_n.$$

4 Рассчитать КПД редуктора по формуле

$$\eta_0 = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n,$$

где η_n – значение КПД отдельной пары зубчатого зацепления или пары подшипников на валу, принять для прямозубого зацепления $\eta_{п.з} = 0,96$; косозубого зацепления $\eta_{к.з} = 0,98$; для пары подшипников на валу $\eta_n = 0,98$.

5 Определить нормальный модуль m_n для каждой пары зубчатых колес, измерив штангенциркулем диаметры окружности выступов d_a шестерен и угол наклона зубьев β для косозубых передач способом отпечатка. Для прямозубых передач $m_n = \frac{d_a}{z+2}$, мм, для косозубых передач $m_n = \frac{d_a \cos \beta}{z+2}$, мм.

6 Определить значение торцевого модуля m_t (мм) для косозубых передач по формуле

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}.$$

7 Полученные значения m_n округлить до стандартного в соответствии со СТ СЭВ 310–76 [I, с. 99].

8 Измерить шаг зубьев t (мм) для каждой ступени и сопоставить его значение с расчетным:

- в нормальном сечении $t_n = \pi m_n$;
- в торцевом сечении

$$t_t = \pi m_t = \frac{\pi m_n}{\cos \beta}.$$

9 Рассчитать для каждого зубчатого колеса в отдельности, предварительно определив у них количество зубьев, следующие параметры:

- диаметр делительной окружности (мм) для косозубых колес $d = m_t z$, для прямозубых колес $d = m_n z$;

- диаметр окружности выступов, мм $d_a = d + 2m_n$;
- диаметр окружности впадин, мм $d_f = d - 2,5m_n$.

10 Измерить штангенциркулем ширину каждого зубчатого колеса (мм) b_w и рассчитать высоту головки зуба (мм) $h' = m_n$, высоту ножки зуба $h'' = 1,25m_n$ и полную высоту зуба $h^* = 2,25m_n$.

11 Определить межосевые расстояния всех ступеней редуктора по формуле $a_w = 0,5(d_1 + d_2)$, где d_1 и d_2 – делительные диаметры шестерни и колеса соответственно.

12 Рассчитать максимально допустимое окружное усилие, действующее на зуб шестерни быстроходной ступени, из условия прочности по изгибающим напряжениям:

- для прямозубой шестерни

$$F_t = \frac{b_w m_n [\sigma_F]}{Y_F K_F}, \text{ Н};$$

- для косозубой шестерни

$$F_t = \frac{b_w m_n [\sigma_F]}{Y_F z_{F\beta} K_F}, \text{ Н},$$

где b_w – ширина шестерни, мм; m_n – модуль в нормальном сечении, мм; Y_F – коэффициент формы зуба (определяют по графику 8.20 при $x = 0$ [1, с. 120]), рассчитав предварительно для косозубых колес при-

веденное число зубьев $z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$; $z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} Y_\beta}{\epsilon_\alpha}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач

по напряжениям изгиба; $K_{F\alpha} = 1,07$ – коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев [1, табл. 8.7]; $Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140$ – коэффициент, учитывающий повышение изгибной

прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба и неравномерного распределения нагрузки [1, рис. 8.27]; $\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 \pm 1/z_2)] \cos \beta$ – коэффициент перекрытия (знак "+" для внешнего

зацепления колес, знак "-" для внутреннего зацепления); $K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$ – коэффициент расчетной нагрузки; $K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки [1, рис. 8.15]; K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки [1, табл. 8.3]; $[\sigma_F] = (\sigma_{F0} / S_F) K_{FC} K_{F\alpha}$ – допускаемые напряжения изгиба; σ_{F0} – предел выносливости зубьев

по напряжениям изгиба (табл. 1 в соответствии с вариантом); $S_F = 1,55 \dots 1,75$ – коэффициент безопасности (табл. 1); K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки ($K_{FC} = 1$ для не-

реверсивных передач, $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ – для реверсивных передач); $K_{F\alpha}$ – коэффициент долговечности, при-

нять $K_{F\alpha} = 1$ как для длительно работающих передач.

13 Определить величину вращающего момента на быстроходной шестерне

$$T_1 = F_t \frac{d_1}{2}, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где F_t – окружное усилие на шестерне, Н; d_1 – диаметр делительной окружности шестерни, м.

14 Рассчитать мощность, передаваемую редуктором по формуле

$$P = F_t V_1, \text{ Вт},$$

где $V_1 = \pi d_1 n_1 / 60 \cdot 1000$ – окружная скорость шестерни, м/с; d_1 – диаметр делительной окружности шестерни, мм; n_1 – частота вращения шестерни, об/мин (табл. 1).

1 Характеристики шестерен

Номер варианта (последняя цифра шифра)	Марка стали	Твердость	Предел выносливости σ_{F0} , МПа	Коэффициент безопасности S_F	Примечания
0	Сталь 40	НВ 192...228	1,8 НВ	1,75	$n_1 = 1000$ об/мин,

1	Сталь 45	НВ 170...21 7			реверсивная
2	Сталь 45	НВ 241...28 5			
3	Сталь 40Х	НВ 230...26 0			
4	Сталь 40ХН	НВ 230...30 0			$n_1 = 800$ об/мин, нереверсивная
5	Сталь 35ХН	HRC 45...55	550		
6	38ХМЮ А	HRC 24...40	12HRC + 300		
7	40ХНМ А	НВ 302	1,0 НВ		$n_1 = 1500$ об/мин, реверсивная
8	25ХГМ	HRC 30... 45	1000	1,55	
9	25ХГТ	HRC 30...45			

15 Все рассчитанные и измеренные параметры редуктора свести в таблицу и оформить отчет по лабораторной работе.

Контрольные вопросы

- 1 Назначение редуктора. Определение передаточного числа.
- 2 Порядок разборки и сборки редуктора.
- 3 Порядок замены масла в редукторе.
- 4 Устройства для определения уровня масла в редукторе.
- 5 Способы смазки зубчатого зацепления и подшипников редуктора.
- 6 Регулировка подшипников редуктора и их уплотнение.
- 7 Назначение отдушины в редукторе.
- 8 Материалы, из которых изготавливают корпус, валы, зубчатые колеса.
- 9 Основные параметры зубчатого цилиндрического редуктора и расчетные формулы для их определения.
- 10 Условные обозначения элементов механических передач на кинематических схемах в соответствии с ГОСТ 2.770–68.

Лабораторная работа 2

КОНСТРУКЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: изучить конструкцию червячного редуктора, определить экспериментальным и расчетным методом его основные параметры.

Оборудование и инструменты: червячный редуктор, набор гаечных ключей, штангенциркуль, линейка, съемник подшипников, шагомер, кронциркуль, молоток.

Предварительная подготовка

- 1 Изучить по ГОСТ 2.770–68 условные графические изображения элементов червячных редукторов.

2 По рекомендуемой литературе и конспекту лекций ознакомиться с конструкцией червячных редукторов, их назначением, областью применения и основными параметрами [2, с. 139 – 147], [3, с. 46 – 49], [4, с. 31 – 33], [5, с. 25 – 27], [6, с. 30 – 37], преимуществами и недостатками червячных передач [1, с. 179 – 180]; изучить способы смазки червячных передач и подшипников, конструкцию и регулирование подшипниковых узлов [2, с. 245 – 253], [3, с. 351 – 358, 434 – 448], [4, с. 221 – 226], [4, с. 271 – 278].

3 Проанализировать порядок выполнения работы и методы определения основных параметров редуктора.

Порядок выполнения работы

1 Разобрать редуктор, изучить конструкцию его отдельных узлов и деталей, их назначение, материалы, из которых они изготовлены, определить способ смазки и порядок замены масла червячной передачи, подшипников. Произвести измерение необходимых параметров червяка и червячного колеса.

Разборку проводить в следующем порядке:

– прочистив отдушину и сняв крышку смотрового лючка (если он имеется), вывинтить пробку маслоспускного отверстия и слить в специальный поддон отработанное масло, завинтить пробку;

– отвинтить болты крепления подшипниковых крышек и снять их вместе с прокладками (для накладных подшипниковых крышек, обратив внимание на устройство уплотнения концов входного и выходного валов);

– отвинтить стяжные болты (или гайки стяжных шпилек) крепления крышки редуктора и с помощью отжимного болта снять крышку;

– вынуть из подшипниковых гнезд корпуса вал с червячным колесом, снять подшипниковые втулки, обратив внимание на конструкцию червячного колеса, подшипников и систему смазки;

– легким ударом молотка по червячному валу выпрессовать червяк с подшипниковым стаканом из корпуса редуктора;

– с помощью винтового съемника снять подшипники с червяка;

– по указанию преподавателя на прессе выпрессовать вал из червячного колеса, обратив внимание на места установки шпонок и их тип.

Сборку редуктора произвести в обратной последовательности, обеспечив смазку подшипников, герметичность стыка по плоскости разъема редуктора и залив необходимое количество масла через смотровой лючок. На корпусе и крышке редуктора определить элементы, предназначенные для его транспортирования.

2 После разборки редуктора составить его кинематическую схему в двух проекциях с обозначением основных элементов согласно ГОСТ 2.770–68, а также силовых и кинематических параметров на валах, червяке, червячном колесе, показав межосевое расстояние a_w червячной передачи.

Порядок вычерчивания кинематической схемы изложен в лабораторной работе 1.

3 Определить передаточное число редуктора приближенным и уточненным способами. Точное значение передаточного числа U определяют по формуле $U = \frac{z_2}{z_1}$, где z_2 – количество зубьев червячного колеса; z_1 – количество заходов винтовой нарезки червяка.

4 Рассчитать значение КПД червячного редуктора $\eta_0 = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n$, приняв КПД пары подшипников качения $\eta_{пк} = 0,98$, пары подшипников скольжения $\eta_{пс} = 0,96$, КПД червячной передачи $\eta_ч = 0,8$.

5 Измерить штангенциркулем диаметр окружности выступов червяка $d_{a_1} = m(q + 2)$, мм, где q – коэффициент делительного диаметра червяка; m – модуль червячной передачи, мм, диаметр окружности впадин d_{f_1} и подобрать значения пары m и q так, чтобы измеренное значение d_{a_1} совпало с расчетным.

При определении значения модуля m надо иметь в виду, что высота витка червяка $h^* = \frac{d_{a_1} - d_{f_1}}{2}$. С другой стороны $h^* = 2,2m$, следовательно, определив h^* через измеренные значения d_{a_1} и d_{f_1} , можно рас-

считать $m = \frac{(d_{a_1} - d_{f_1})}{2 \cdot 2,2}$ и из формулы $d_{a_1} = m(q + 2)$, подставив значения d_{a_1} (измеренное) и m (вычисленное), определить значение q . Полученные величины m и q следует скорректировать по стандартному ряду.

Наиболее часто встречаются значения $m = 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12, 5$ мм, $q = 8; 10; 12,5; 16; 20$. Рекомендуют $q \geq 0,25z_2$.

6 Рассчитать:

– для червяка диаметр делительной окружности $d_1 = mq$, мм; диаметр окружности выступов $d_{a_1} = d_1 + 2m$, диаметр окружности впадин $d_{f_1} = d_1 - 2,4m$, мм; угол подъема винтовой линии $\text{tg}\gamma = \frac{z_1}{q}$; шаг винтовой линии $t = m\pi$, мм;

– для червячного колеса диаметр делительной окружности $d_2 = mz_2$, мм; диаметр окружности выступов $d_{a_2} = d_2 + 2m$, мм; диаметр окружности впадин $d_{f_2} = d_2 - 2,4m$, мм; межосевое расстояние червячной передачи $a_w = 0,5(d_1 + d_2)$, мм (сравнить со значением, полученным непосредственным замером).

7 Измерить штангенциркулем ширину червячного колеса b_2 , мм.

8 Рассчитать максимально допустимое окружное усиление F_{t_2} , действующее на зуб червячного колеса, из условия прочности по изгибающим напряжениям:

$$F_{t_2} = \frac{b_2 m_n [\sigma_F]}{0,7 Y_F K_F}, \text{ Н,}$$

где b_2 – ширина колеса, мм; $m_n = m \cos \gamma$ – модуль в нормальном сечении, мм; Y_F – коэффициент формы зуба (определяют по графику 8.20 при $x = 0$ [1, с. 120]), предварительно рассчитав приведенное число зубьев $z_{2v} = z_2 / \cos^3 \gamma$; $K_F = K_v K_\beta$ – коэффициент расчетной нагрузки. Принять коэффициент динамической нагрузки $K_v \approx 1$ при $V_2 \leq 3$ м/с и коэффициент концентрации нагрузки $K_\beta \approx 1$ при постоянной внешней нагрузке; $[\sigma_F] = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B$ – допускаемые напряжения изгиба, МПа; σ_T и σ_B – предел текучести и предел прочности соответственно для материала зубчатого венца червячного колеса, МПа (табл. 2).

9 Рассчитать мощность, передаваемую редуктором по формуле

$$P = F_{t_2} V_2, \text{ Вт,}$$

где F_{t_2} – максимально допустимое окружное усилие, действующее на зуб червячного колеса, Н (см. п. 8); $V_2 = \pi d_2 n_2 / 60 \cdot 1000$ – окружная скорость колеса, м/с; $n_2 = \frac{n_1}{U_p}$ – частота вращения колеса, об/мин; n_1 – частота вращения червяка, об/мин (табл. 2); U_p – передаточное число редуктора; d_2 – диаметр делительной окружности колеса, мм.

2 Характеристики червячного колеса

Номер варианта (последняя цифра шрифта)	Материал червячного колеса	Способ отливки	Механические характеристики		Частота вращения червяка, n_1 , об/мин
			σ_T , МПа	σ_B , МПа	
0	Бр. 0Ф10-1	В песок	120	200	1000
	Бр. ОНФ1-1	В кокиль			
	Центробеж.				
1	Бр. 0НФ	В песок	170	290	700
2	Бр. 0НФ	"_"	"_"	"_"	"_"
3	Бр. АЖ9-4	В песок	200	400	1500
4	Бр. 0Ф10-0	В кокиль	150	260	800
5	Бр. 0НФ	Центробеж.	170	290	2000
6	Бр. 0Ф10-1	В песок	120	200	
7	Бр. 0НФ	В песок			
8	Бр. АЖ9-				

4 Бр. 0Ф10- 1				
---------------------	--	--	--	--

10 Определить вращающий момент, Н·м

– на колесе:

$$T_2 = F_{t_2} \frac{d_2}{2},$$

– на червяке:

$$T_1 = \frac{T_2}{U_p}.$$

11 Все измеренные и рассчитанные параметры редуктора свести в таблицу и оформить отчет по лабораторной работе.

Контрольные вопросы

- 1 Назначение червячного редуктора. Определение передаточного числа.
- 2 Порядок разборки и сборки червячного редуктора.
- 3 Порядок замены масла в редукторе.
- 4 Способы смазки червячного зацепления, подшипников редуктора.
- 5 Способы охлаждения червячного редуктора.
- 6 Регулировка подшипников редуктора, уплотнение входного и выходного валов.
- 7 Назначение отдушины в редукторе.
- 8 Материалы, из которых изготавливают червяки и червячные колеса, валы, корпус.
- 9 Основные параметры червячного редуктора и расчетные формулы для их определения.
- 10 Преимущества и недостатки червячных передач.
- 11 Условные обозначения элементов механических передач на кинематических схемах в соответствии с ГОСТ 2.770–68.
- 12 Самоторможение в червячных передачах.

Лабораторная работа 3

КОНСТРУКЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГРУЗОВОГО ПОДЪЕМНИКА

Цель работы: изучить конструкцию подъемника, схемы полиспастов, определить основные параметры грузоподъемного механизма.

Оборудование и инструменты: лабораторная установка, набор грузов, секундомер, линейка.

Предварительная подготовка

1 По рекомендуемой литературе и конспекту лекций ознакомиться с конструкцией грузоподъемных устройств и машин [6, с. 43 – 50; 115 – 159], [7, с. 285 – 293], [8, с. 54 – 57], [10], изучить конструкцию и основные характеристики полиспастов, а также порядок и принципы расчета механизма подъема.

2 Проанализировать порядок выполнения работы и методы определения основных параметров грузового подъемника.

Описание конструкции грузового подъемника

Лабораторная установка (рис. 3) состоит из рамы 1, пульта управления 11 с электросхемой, грузовой тележки 8 с набором грузов. На вертикальных стойках смонтирован канатный полиспаст 9 с изменяемой кратностью от 2 до 6. На тележке и раме установлены направляющие блоки 7. На основании рамы собран привод подъемного механизма, который состоит из электродвигателя постоянного тока 2, соединенного упругой муфтой 4 с червячным редуктором 3. На выходном валу редуктора установлен барабан 5 с храповым тормозом 6. Высота подъема груза ограничивается с помощью концевого выключателя 10. На панели пульта управления расположены тиристорное устройство 12, регулирующее напряжение питания

двигателя от 100 до 150 В и, соответственно, частоту вращения вала двигателя; выключатель 17 "Сеть" для питания установки электрическим током; кнопки 15 "Вверх" и 16 "Вниз" для поднимания и опускания тележки; контролирующие приборы – вольтметр 13 "Напряжение питания двигателя" и амперметр 14 "Ток двигателя". Для крепления конца каната служит болтовое устройство 18. Схемы полиспастов с кратностью 2 и 6 показаны на рис. 4. Изучение конструкции грузового подъемника следует производить только после отключения его от электросети.

Техническая характеристика: грузоподъемность – 110 кгс; высота подъема груза – до 1,8 м; скорость подъема – от 0,01 до 0,05 м/с; электродвигатель

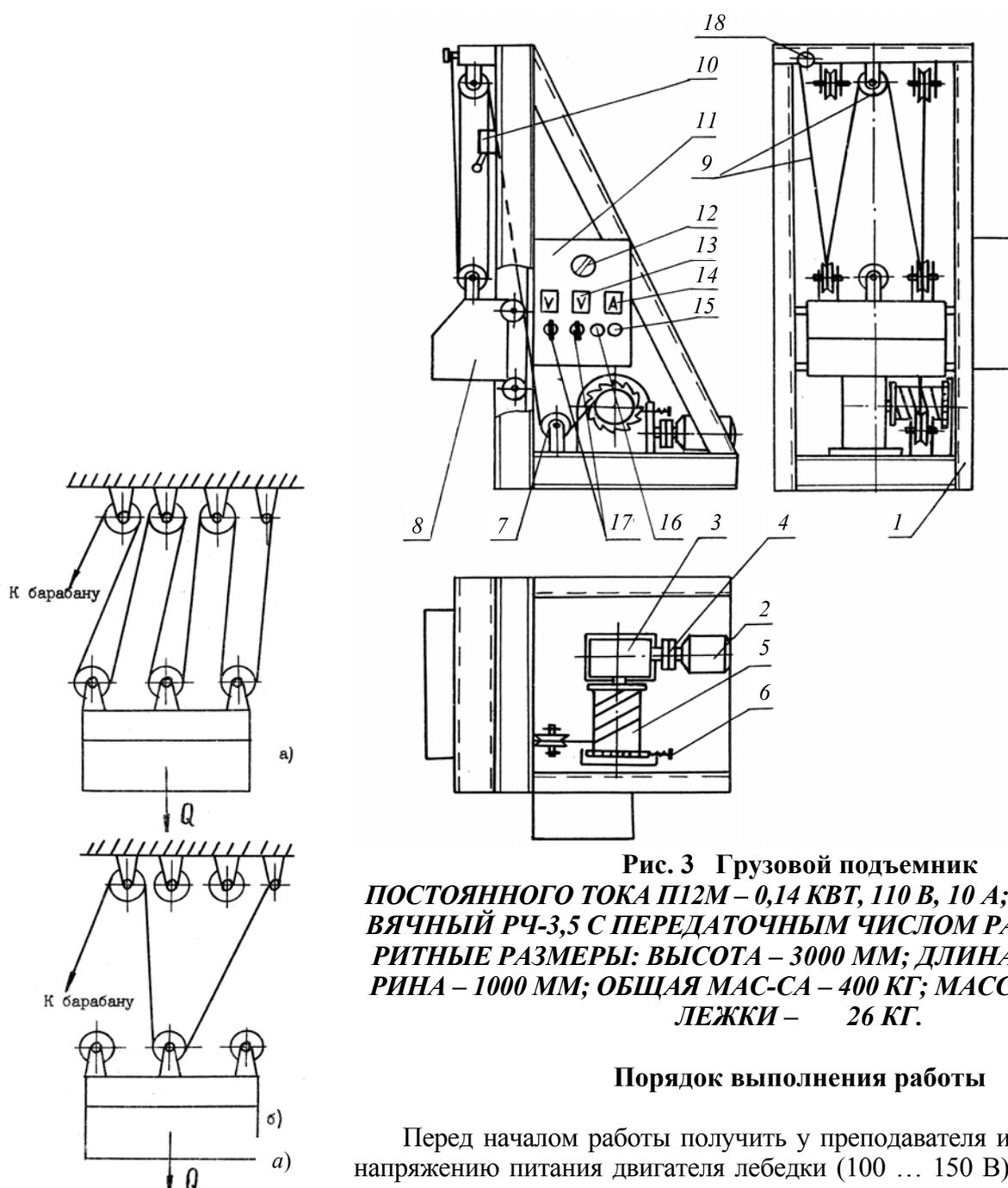


Рис. 3 Грузовой подъемник
ПОСТОЯННОГО ТОКА П12М – 0,14 КВТ, 110 В, 10 А; РЕДУКТОР ЧЕРВЯЧНЫЙ РЧ-3,5 С ПЕРЕДАТОЧНЫМ ЧИСЛОМ РАВНЫМ 24; ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ: ВЫСОТА – 3000 ММ; ДЛИНА – 1200 ММ; ШИРИНА – 1000 ММ; ОБЩАЯ МАССА – 400 КГ; МАССА ГРУЗОВОЙ ТЕЛЕЖКИ – 26 КГ.

Порядок выполнения работы

Перед началом работы получить у преподавателя исходные данные: по напряжению питания двигателя лебедки (100 ... 150 В), количеству (массе)

Рис. 4 Схемы полиспастов:
 а – при кратности $i = 6$;
 б – при кратности $i = 2$

поднимаемых грузов (0; 2; 3; 4; 5; 6 штук), кратности полиспаста ($i_{\text{п}} = 2; 3; 4; 5; 6$).

- 1 Включить установку (рис. 3), повернув ручку 17 в горизонтальное положение.
- 2 Грузовую тележку опустить в крайнее нижнее положение, нажав кнопку 16.
- 3 Установить кратность полиспаста $i_{\text{п}}$, заданную преподавателем.
- 4 Положить в тележку грузы (количество грузов указывает преподаватель).
- 5 Ручку регулятора 12 установить в положение, соответствующее заданному напряжению питания двигателя.
- 6 Нажать кнопку 15 и произвести подъем тележки до верхней отметки на раме подъемника (1 м), замерив время подъема и показания приборов 13 и 14.
- 7 Тележку вернуть в исходное положение, нажав кнопку 16.
- 8 Ручку регулятора 12 установить в положение, соответствующее другому значению напряжения питания двигателя, повторить пункты 6 и 7.
- 9 Снять с тележки необходимое количество грузов и повторить пункты 5 – 8.
- 10 Снять с тележки все грузы (вес тележки 26 кгс) и повторить пункты 5 – 8.
- 11 Установить кратность полиспаста, соответствующую второму значению $i_{\text{п}}$ из заданных преподавателем, и повторить пункты 4 – 10.
- 12 Выключить установку, повернув ручку 17 в вертикальное положение.

Обработка результатов

1 Используя полученные экспериментальные данные и расчетные зависимости, определить следующие параметры грузоподъемного механизма:

скорость подъема груза V , м/с, разделив высоту подъема (1 м, расстояние между метками на раме подъемника) на время подъема тележки; скорость навивки каната на барабан $V_{\text{к}} = Vi_{\text{п}}$, м/с;

частоту вращения барабана $n_{\text{б}} = V_{\text{к}} \cdot 60 \cdot 1000 / \pi D$, об/мин, где D – диаметр барабана, мм;

частоту вращения вала электродвигателя $n_{\text{дв}} = n_{\text{б}} i_{\text{р}}$, об/мин;

потребляемую мощность электродвигателя $N = IU$, Вт, где I – ток электродвигателя, А; U – напряжение, В;

коэффициент полезного действия полиспаста $\eta_{\text{п}} = \eta_{\text{бл}}^n$, где $\eta_{\text{бл}} = 0,96$ – КПД блока на подшипниках скольжения; n – количество блоков;

натяжение ветви каната, набегающей на барабан $S_{\text{к}} = (Q + q) / i_{\text{п}} \eta_{\text{п}}$, кгс, где Q – вес грузов; q – вес тележки; $i_{\text{п}}$ – кратность полиспаста; $\eta_{\text{п}}$ – КПД полиспаста;

теоретический коэффициент полезного действия грузоподъемного механизма $\eta_{\text{м}}^{\text{т}} = \eta_{\text{б}} \eta_{\text{р}} \eta_{\text{п}}$, где $\eta_{\text{б}} = 0,8 \dots 0,9$ – КПД барабана; $\eta_{\text{р}} = 0,6 \dots 0,7$ – КПД редуктора; $\eta_{\text{п}}$ – КПД полиспаста;

расчетную мощность двигателя $N_{\text{р}} = S_{\text{к}} V_{\text{к}} / 102 \eta_{\text{м}}$, кВт;

реальный коэффициент полезного действия механизма подъема с использованием измеренных значений потребляемой мощности $\eta_{\text{м}}^{\text{р}} = S_{\text{к}} V_{\text{к}} / 102 IU$;

вращающий момент на валу двигателя через потребляемую и расчетную мощность $M = 97400N / n_{\text{дв}}$, кгс·см.

2 Данные свести в таблицу и сделать краткие выводы по работе в соответствии с контрольными вопросами.

3 Оформить отчет по лабораторной работе.

Контрольные вопросы

- 1 Что называется полиспастом, его назначение, типы, кратность?
- 2 Как влияет кратность полиспаста на натяжение каната?
- 3 Как влияет кратность полиспаста на скорость подъема груза при неизменной частоте вращения вала электродвигателя?
- 4 Как зависит потребляемая мощность электродвигателя от кратности полиспаста?

5 Какие конструктивные и технологические параметры и как влияют на мощность, потребляемую электродвигателем механизма подъема?

6 Как подобрать канат и определить диаметр барабана грузоподъемного механизма?

7 Почему расчетная мощность двигателя N_p не совпадает с потребляемой N , измеренной экспериментально?

Лабораторная работа 4

КОНСТРУКЦИЯ И РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ БАШЕННОГО КРАНА

Цель работы: изучить конструкцию, принцип действия и рабочие процессы башенного крана, рассчитать его производительность.

Оборудование и инструменты: тренажер башенного крана КБ-100, линейка, секундомер.

Предварительная подготовка

1 По рекомендуемой литературе и конспекту лекций ознакомиться с конструкцией, принципом действия, назначением башенных кранов [6, с. 139 – 147, 43 – 50, 115 – 138, 148 – 159]; [9, с. 154 – 160]; [10], изучить порядок расчета производительности башенных кранов и пути ее повышения.

2 Проанализировать и усвоить порядок выполнения работы и методику определения производительности крана.

Задание: в конкретных условиях работы крана определить его производительность.

Работа выполняется в двух вариантах: на тренажере-модели башенного крана КБ-100 и по данным, приведенным в табл. 3 и 4.

3 Основные характеристики монтируемых элементов

№ варианта	Наименование изделия	Марка	Вес		Высота, м	Длина строп, м
			тс	кН		
1	Наружная стеновая панель	УНЗ-1К	3,66	36,6	2,58	4
2	Внутренняя стеновая панель	В2-1	2,70	27,0	2,44	3
3	Перегородка	ПГ-1	1,12	11,2	2,44	3
4	Шатровая панель перекрытия	ШПХ-7-5	3,95	39,5	0,28	2,5
5	Внутренняя стеновая панель	В7-2Л	1,60	16,0	2,68	4
6	Наружная стеновая панель	УНЗ-10	3,66	36,6	2,58	3

4 Продолжительность операций, выполняемых при остановке крана

№ варианта	Строповка элемента, мин	Монтаж элемента, мин	Расстроповка элемента, мин	Q , м	b , м	c , м	d , м	e , м	Уровень монтажа H , м

1	1,0	8,5	0,6	14	50	7	30	10	15
2	1,5	8,5	0,6	12	40	8	30	10	20
3	1,0	7,5	0,5	14	50	8	25	12	15
4	1,0	7,5	0,5	14	45	8	25	12	12
5	1,0	7,5	0,5	12	50	7	25	12	18
6	1,0	8,0	0,6	12	40	8	25	12	18

Порядок выполнения работы

- 1 Изучить конструкцию и зарисовать схему башенного крана КБ-100.
- 2 Изучить конструкцию и нарисовать схемы запасовки каната грузового и стрелового полиспастов, определить их кратность.
- 3 Изучить конструкцию и нарисовать кинематические схемы механизмов башенного крана (подъема груза, поворота, передвижения).
- 4 Вычислить коэффициент использования крана по грузоподъемности.
- 5 Определить требуемую высоту подъема крюка и соответствующий этой высоте вылет стрелы для заданных условий работы.
- 6 Начертить рабочую зону крана в масштабе (рис. 5).
- 7 Определить продолжительность операций рабочего цикла крана.
- 8 Вычислить длительность рабочего цикла без совмещения, при совмещении операций и начертить схемы последовательности операций рабочего цикла (рис. 6).
- 9 Определить сменную производительность башенного крана при работе без совмещения и при совмещении операций.
- 10 Определить процент повышения производительности башенного крана за одну смену за счет совмещения операций.

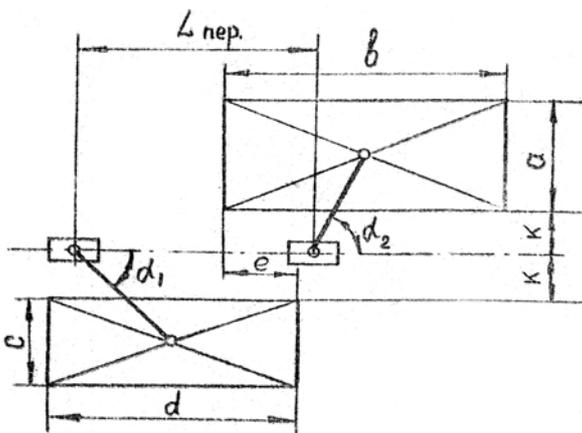
Обработка результатов

- 1 Определить требуемую высоту подъема крюка (рис. 5) по формуле

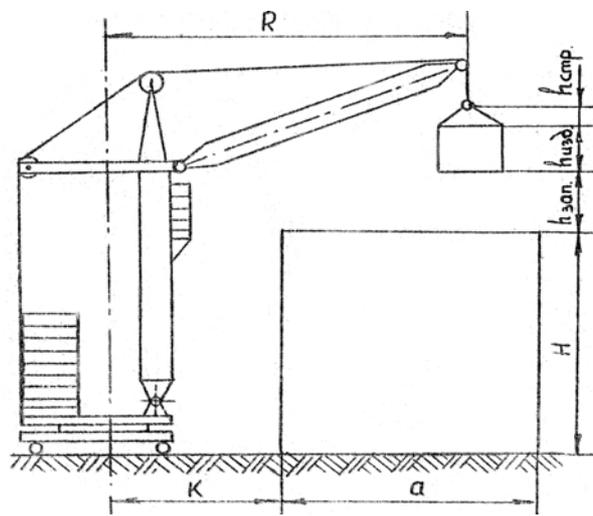
$$H_{\text{тр}} = H + l_{\text{стр}} + h_{\text{изд}} + h_{\text{зап}},$$

где H – заданная высота уровня монтажа, м; $l_{\text{стр}}$ – длина стропов, м; $h_{\text{изд}}$ – высота изделия, м; $h_{\text{зап}}$ – высота подъема груза над уровнем монтажа (по условиям техники безопасности величину $h_{\text{зап}}$ принимаем равной 2,5 – 3 м).

В соответствии с выбранной высотой крюка по табл. 5 находим вылет стрелы и грузоподъемность крана на этой высоте. Технические характеристики башенных кранов приведены в табл. 5.



a)



б)

Рис. 5 Схема рабочей зоны крана:

a – план; *б* – профиль

2 Рассчитываем коэффициент использования крана по грузоподъемности

$$K_{гр} = \frac{G}{Q},$$

где G – вес монтируемого элемента, тс (кН); Q – грузоподъемность крана при выбранном вылете стрелы, тс (кН).

5 Основные параметры башенных кранов

Показатели	Марка крана			
	КБ-160-4	С-981А	КБ-678-5	КБ-160-2
Грузоподъемность, тс	2,0 – 3,0	4 – 8	3,2 – 25	5 – 8
Высота подъема, м	59,5 – 66,5	40,6 – 53	70	45,1 – 66,5
Вылет стрелы, м	25 – 13	25 – 13	50 – 4	25 – 13
Полный вес крана, кН	495	35,8	137	48
Скорость подъема и опускания груза, м/мин	40	27	17,48	20
Скорость поворота стрелы, об/мин	0,6	0,7	0,4	0,6
Скорость передвижения крана, м/мин	19,7	20	12	19,7

3 Вычерчиваем рабочую зону крана в масштабе (рис. 5) с учетом числовых данных варианта и вылета стрелы R выбранного крана. Расстояние K от оси подкранового пути до здания и склада можно принять равным 4 – 5 м.

4 Определяем длительность рабочего цикла без совмещения операций

$$t_{ц} = t_{руч} + t_{маш},$$

где $t_{руч}$ – продолжительность ручных операций, с; $t_{маш}$ – продолжительность машинного времени, с.

$$t_{\text{руч}} = t_1 + t_6 + t_7,$$

где t_1 – продолжительность строповки элементов, с; t_6 – продолжительность удерживания монтируемых элементов во время установки, выверки положения, закрепления, подливки раствора и других операций, с; t_7 – продолжительность расстроповки монтируемого элемента, с.

Продолжительность ручных операций t_1, t_6, t_7 , принимаем по нормативным данным (см. табл. 4).

$$t_{\text{маш}} = t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_8 + t_{10} + t_{11},$$

где t_2 – продолжительность подъема этих элементов до нужного уровня, с

$$t_2 = \frac{H + h_{\text{зап}}}{v_{\text{под}}},$$

$v_{\text{под}}$ – скорость подъема груза, м/с; t_3 – продолжительность поворота стрелы крана, с

$$t_3 = \frac{\alpha_{\text{ср}} 60}{2\pi n},$$

где $\alpha_{\text{ср}}$ – средний рабочий угол, рад; n – скорость поворота стрелы, об/мин.

Средний угол поворота стрелы находим по схеме рабочей зоны крана графическим или аналитическим способом по формуле

$$\alpha_{\text{ср}} = \alpha_1 + \alpha_2 = \arcsin \frac{K + c/2}{R} + \arcsin \frac{K + a/2}{R},$$

где R – расчетный вылет стрелы, м.

Продолжительность перемещения крана по рельсовому пути, с

$$t_4 = \frac{h_{\text{пер}}}{v_{\text{пер}}},$$

где $h_{\text{пер}}$ – средний путь перемещения крана, м; $v_{\text{пер}}$ – скорость перемещения крана (см. табл. 5).

Средний путь перемещения крана (рис. 5) принимаем равным расстоянию между центрами рабочих зон склада и здания и определяем его графически или аналитически по формуле

$$h_{\text{пер}} = \frac{b + d}{2} - l + R(\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2).$$

$$t_5 = h_{\text{оп}} / v_{\text{оп}},$$

где t_5 – продолжительность опускания груза до уровня монтажа, с; $v_{\text{оп}}$ – скорость опускания груза, м/с.

$$t_8 = \frac{h_{\text{зап}}}{v_{\text{под}}},$$

где t_8 – продолжительность подъема крюка с грузозахватным приспособлением над уровнем монтажа, с.

t_9 – продолжительность возвратного поворота стрелы, с; t_{11} – продолжительность возвратного опускания крюка с грузозахватным приспособлением; t_{10} – продолжительность возвратного перемещения крана, с:

$$t_9 = t_3; \quad t_{11} = \frac{H + h_{\text{зап}}}{v_{\text{оп}}}.$$

На основании полученных данных вычисляем $t_{\text{руч}}$ продолжительность ручных операций и $t_{\text{маш}}$ – длительность машинного времени. Затем $t_{\text{ц}}$ – длительность рабочего цикла без совмещения операций.

5 Определяем длительность рабочего цикла с совмещением операций. Для повышения производительности крана некоторые операции можно совмещать по времени (например, подъем и перемещение груза). В этом случае при подсчете длительности рабочего цикла учитывают только наиболее длительную из совмещенных операций

$$t_{\text{ц}}^{\text{совм}} = t_1 + t_{2>(4)} + t_3 + t_5 + t_6 + t_7 + t_8 + t_9 + t_{10>(11)}.$$

Вычисление длительности циклов (несовмещенного и совмещенного) надо иллюстрировать выполненными в масштабе схемами (рис. 6).

6 Сменную производительность крана (т/смена) определяем по формуле

$$P_{\text{см}} = TQK_{\text{гр}}K_{\text{в}}n,$$

где T – продолжительность смены, ч; Q – грузоподъемность крана при данном вылете стрелы, тс (кН); $K_{\text{в}}$ – коэффициент использования крана на протяжении смены, равный 0,83 – 0,82; $K_{\text{гр}}$ – коэффициент использования крана по грузоподъемности; n – число рабочих циклов в час $n = 3600/t_{\text{ц}}$, где $t_{\text{ц}}$ – средняя длительность цикла, с.

Процент повышения производительности башенного крана за счет совмещения операций определяем по формуле

$$\Delta P = 100 - \frac{P_{\text{см}}^{\text{совм}} \cdot 100}{P_{\text{см}}}, \%$$

где $P_{\text{см}}^{\text{совм}}$ – сменная производительность крана при совмещении операций, т/смену; $P_{\text{см}}$ – сменная производительность крана без совмещения операций, т/смену.

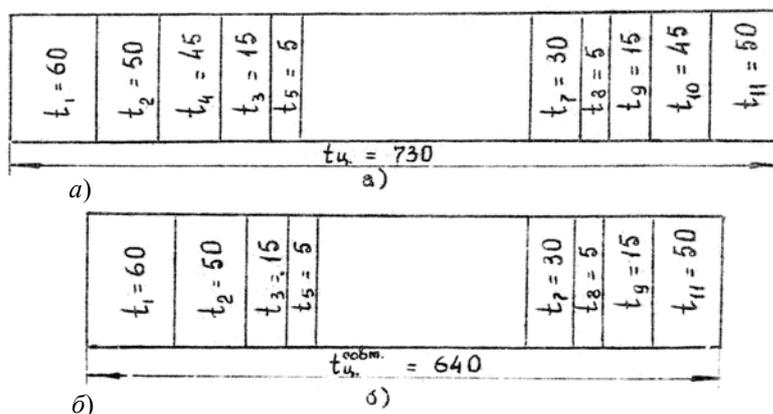


Рис. 6 Схемы построения рабочего цикла крана:

а – без совмещения операций; б – при совмещении операций
Контрольные вопросы

- 1 Назначение, конструкция и принцип действия основных узлов и механизмов башенного крана.
- 2 Кинематические схемы механизмов башенного крана.
- 3 Основные виды производительности строительных машин (в том числе башенных кранов).
- 4 Конструктивные схемы башенных кранов, применяемых в строительстве.
- 5 Основные рабочие операции башенных кранов.
- 6 Пути повышения производительности башенных кранов.
- 7 Устройства, обеспечивающие безопасную работу башенных кранов.

Лабораторная работа 5

КОНСТРУКЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Цель работы: изучить конструкцию ленточного конвейера и определить его основные параметры.
Оборудование и инструменты: лабораторная установка, секундомер, линейка, штангенциркуль.

Предварительная подготовка

- 1 Ознакомиться с конструкцией ленточных конвейеров.
- 2 Изучить порядок и принципы расчета основных параметров ленточного конвейера [6, с. 159 – 163, 170 – 173], [8, с. 286 – 298], [10].

Описание конструкции ленточного конвейера

Лабораторная установка состоит из рамы 1 (рис. 7), на которой смонтированы привод и транспортирующее устройство.

Привод представляет собой асинхронный электродвигатель 2 трехфазного переменного тока, вращающий момент с которого через упругую муфту 3 передается на червячный редуктор 4 и через цепную передачу 5 на ведущий барабан 6. Ведущий барабан соединен с ведомым барабаном 7 транспортной лентой 10. Барабаны и поддерживающие ролики установлены на раме в подшипниках качения 8 в закрытых корпусах. Для регулирования натяжения транспортной ленты служит натяжное устройство 9. Конструкция рамы предусматривает возможность изменения угла наклона транспортной ленты относительно линии горизонта.

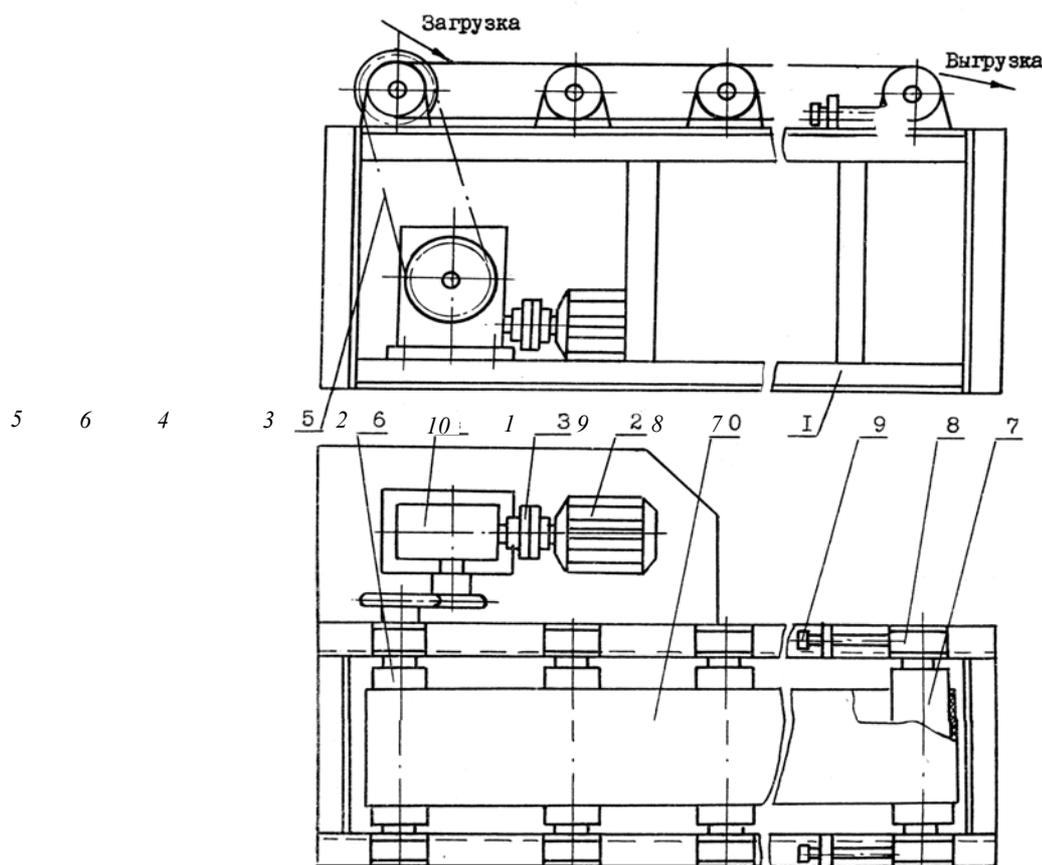


Рис. 7 Схема ленточного конвейера

Техническая характеристика: производительность – до 1000 кг/ч; ширина ленты – 800 мм; мощность электродвигателя – 1 кВт; частота вращения вала электродвигателя – указана на маркировке; редуктор червячный с цепной передачей вращающего момента на приводной барабан; габаритные размеры: длина – 2600 мм, ширина – 1242 мм, высота – 470 мм, масса – 800 кг.

Порядок выполнения работы

- 1 Изучить конструкцию и принцип работы ленточного конвейера. Зарисовать схему лабораторной установки.

- 2 Измерить ширину ленты B (м), длину L_p (м), диаметр ведущего барабана D_6 (м).
- 3 Определить передаточное отношение привода $i_0 = i_p i_{цп}$, где i_p – передаточное число редуктора (указано на маркировке); $i_{цп} = \frac{z_2}{z_1}$ – передаточное число цепной передачи, равное отношению числа зубьев ведомой звездочки к числу зубьев ведущей звездочки (необходимо рассчитать).
- 4 Включить конвейер и измерить скорость транспортерной ленты v_3 с помощью секундомера.
- 5 Экспериментальным замером определить производительность ленточного конвейера для заданного материала (материал для транспортирования и способ выгрузки его с конвейера задает преподаватель), принять значения объемного веса материалов: щебень – 1,4 ... 2,9; песок – 1,4 ... 1,9; гравий – 1,5 ... 1,9; цемент – 0,9 ... 1,6 т/ч).

Обработка результатов

1 Используя полученные экспериментальные данные и расчетные зависимости, определить следующие параметры ленточного конвейера:

частоту вращения ведущего барабана $n_6 = 60v / \pi D_6$, об/мин при известной частоте вращения вала двигателя $n_6 = n_{дв} / i_0$, об/мин;

скорость транспортерной ленты $v_p = \pi D_6 n_6 / 60$, м/с и сравнить ее с экспериментально замеренной v_3 (в дальнейших расчетах использовать экспериментальное значение);

площадь поперечного сечения потока транспортируемого материала на ленте $F = 0,05 B^2$, м²;
 теоретическую весовую производительность $\Pi = 3600 F v_3 \gamma$, т/ч, где γ – объемный вес материала;
 теоретически необходимую мощность для транспортирования заданного материала $N = (0,00015 \Pi L_p + 0,03 L_p v_3) K_1 K_2 + K \Pi$, кВт, где Π – весовая производительность, т/ч; v_3 – скорость ленты, м/с; L_p – длина горизонтального участка конвейера, м; K_1 – коэффициент, учитывающий потери энергии от неточности сборки конвейера, при $L_p < 15$ м $K_1 = 1,25$; K_2 – коэффициент, учитывающий расход энергии на преодоление сопротивлений, возникающих при прохождении ленты через сбрасывающую тележку ($K_2 = 1,25$ при наличии тележки и $K_2 = 1,0$ при отсутствии тележки); K – коэффициент, учитывающий расход энергии на работу разгрузочного устройства ($K = 0$ при разгрузке через барабан, $K = 0,005$ при разгрузке плужковым сбрасывателем, $K = 0,003$ при разгрузочной тележке);

мощность, потребляемую электродвигателем с учетом КПД привода $N_{дв} = N / \eta_p \eta_{цп}$, кВт, где $\eta_p = 0,8$ – КПД редуктора; $\eta_{цп} = 0,96$ – КПД цепной передачи;

окружное усилие на ведущем барабане $P = 9,8 \cdot 102 N / v_3$, Н, где N – мощность на валу барабана (рассчитана выше), кВт; v_3 – скорость движения ленты, м/с;

усилие в набегающей ветви ленты $T = P e^{\mu \alpha} / (e - 1)^{\mu \alpha}$, Н;

усилие в сбегающей ветви ленты $t = P / e^{\mu \alpha} - 1$, Н, где α – угол обхвата приводного барабана лентой равной 180°; коэффициент трения между лентой и рабочей поверхностью барабана (для $\alpha = 180^\circ$ и $\mu = 0,3$, материал вала сталь, при сухой атмосфере $e^{\mu \alpha} = 2,57$);

необходимое количество прокладок при бельтинге марки Б-820, для которого $K_p = 60$ Н/см, $i = \frac{T}{BK_p}$ и полученное число прокладок округлить до целого в сторону увеличения;

толщину ленты $\delta = \delta_1 i + 4 \dots 5$ мм, где $\delta_1 = 1,5$ мм – толщина одной прокладки с резиновой обкладкой для бельтинга Б-820;

максимальное потребное усилие натяжения ленты $q = 2t$, Н, где t – усилие в сбегающей ветви;

ход натяжного устройства $h_H = 0,0125 L_p$ м, где L_p – длина конвейера.

2 Полученные данные свести в таблицу и оформить отчет о работе, в котором должны быть краткие выводы в соответствии с контрольными вопросами.

Контрольные вопросы

- 1 Как устроен и работает ленточный конвейер?
- 2 Какие факторы являются определяющими при выборе скорости ленты и ее ширины?
- 3 Для чего нужны прокладки в ленте и как определить их число?
- 4 Для чего необходимо предварительное натяжение ленты, как определяется его минимальная величина и чем оно обеспечивается?
- 5 Как определяется производительность ленточного конвейера?
- 6 Как определяется мощность привода ленточного конвейера?
- 7 Пригоден ли данный лабораторный конвейер для транспортирования заданного материала и как это определить?
- 8 Вспомогательное оборудование транспортирующих машин: бункера, затворы, питатели.

Лабораторная работа 6

КОНСТРУКЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА

Цель работы: изучить конструкцию винтового конвейера и определить его основные параметры.

Оборудование и инструменты: лабораторная установка, секундомер, линейка, штангенциркуль, весы, мерная емкость.

Предварительная подготовка

- 1 По рекомендуемой литературе и конспекту лекций изучить конструкцию винтовых конвейеров, ознакомиться с типами винтов, применяемых для транспортирования различных материалов [4, с. 108 – 109], [10], изучить порядок и принципы расчета винтовых конвейеров [6, с. 165 – 166], [8, с. 407 – 411].
- 2 Проанализировать и усвоить порядок выполнения работы.

Описание конструкции винтового конвейера

Лабораторный винтовой конвейер (рис. 8) состоит из рамы 1, на которой смонтированы транспортирующее устройство и привод.

Привод конвейера представляет собой асинхронный электродвигатель переменного тока 2. Вращающий момент с электродвигателя через муфту 3 передается червячному редуктору 4, выходной вал которого с помощью упругой муфты соединен с винтом 6, транспортирующим материал. Винт установлен в подшипниках качения в желобе 5 со съемными крышками 7. Материал загружается в бункер 8 и отбирается через выгрузное отверстие 9.

Порядок выполнения работы

1 Изучить конструкцию и принцип действия винтового конвейера. Зарисовать схему установки. Получить у преподавателя данные по режиму работы конвейера и транспортируемому материалу. Используя весы и мерную емкость, объем которой известен, определить объемную массу заданного материала.

2 Измерить параметры винта: диаметр D , длину L_r , шаг S . Диаметр округлить до стандартного значения по ГОСТ 2037–65: 150, 200, 300, 400, 500, 600 мм.

2 Включить конвейер и определить частоту вращения винта непосредственным замером и расчетом через частоту вращения вала двигателя и передаточное число редуктора $n = \frac{n_{дв}}{i_p}$ ($n_{дв}$ на маркировке двигателя).

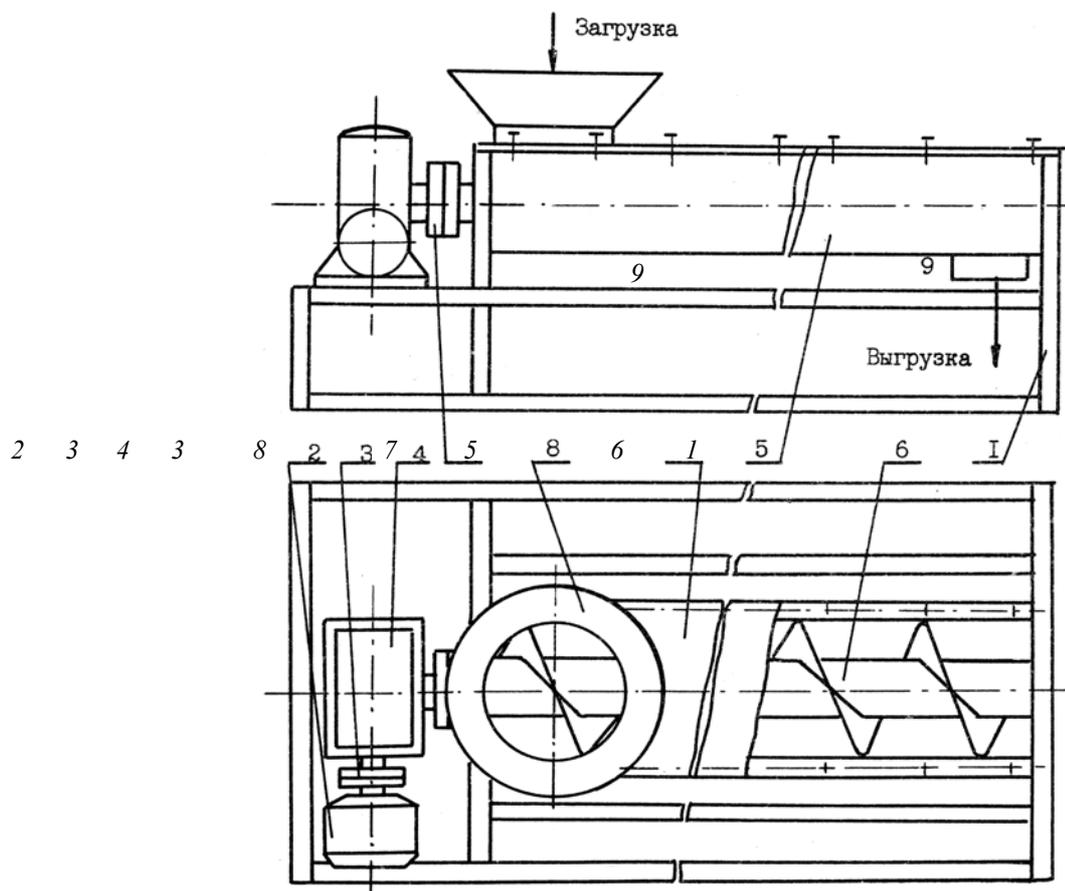


Рис. 8 Схема винтового конвейера

Техническая характеристика: производительность – до 1000 т/ч; электродвигатель асинхронный мощностью 0,2 кВт; редуктор червячный типа РЧ; габаритные размеры: длина – 950 мм; ширина – 600 мм; высота – 770 мм; масса – 50 кг.

2 Для заданного преподавателем материала и угла наклона конвейера (см. табл. 6 и 7) экспериментально определить производительность конвейера Π , т/ч. В грузовой бункер выключенного конвейера засыпать известное по объему и массе количество материала. Включить конвейер и зафиксировать время транспортирования указанного материала, собрав его в мерную емкость на выгрузке. Взвесить полученный объем материала и определить коэффициент наполнения желоба $K_n = M_{\text{выгр}} / M_{\text{загр}} = V_{\text{выгр}} / V_{\text{загр}}$, где $M_{\text{выгр}}$ и $V_{\text{выгр}}$; $M_{\text{загр}}$ и $V_{\text{загр}}$ – соответственно масса и объем материала на выгрузке и загрузке.

6 Значения коэффициента C , учитывающего влияние угла наклона винтового конвейера на его производительность

β , град	0	5	10	15	20
C	1,0	0,9	0,8	0,7	0,65

7 Характеристики транспортируемых материалов

Материал	Объемная масса γ , т/м ³	Коэффициент сопротивления перемещению материала в желобе ω	Коэффициент наполнения желоба K_n
Глина сухая	1,0 – 1,5	4,0	0,1
Гравий сухой	1,5 – 2,0	3,2	0,25 – 0,3
Земля грунтовая	1,1 – 2,0	4,0	0,25

Опилки древесные	0,16 – 0,3	1,3	0,3 – 0,4
Песок сухой	1,4 – 2,65	3,2 – 4,0	0,25 – 0,3
Цемент	1,8	4,0	0,25
Щебень	1,32 – 2,0	4,0	0,25

Обработка результатов

1 Используя полученные экспериментальные данные и расчетные зависимости, определить следующие параметры винтового конвейера:

площадь сечения потока материала с учетом коэффициента наполнения желоба $F = \frac{\pi D^2 K_n}{4}$, м²;

подобрать тип винта в соответствии с заданным материалом;

определить скорость движения потока материала $v_m = Sn/60$, м/с, где n – частота вращения винта, об/мин; S – шаг винта, м;

теоретическую производительность винтового конвейера $\Pi_T = 15\pi D^3 \gamma n K_n \varepsilon C$, т/ч, используя данные табл. 6 и 7, где D – диаметр винта, м; γ – объемная масса материала, т/м³; n – частота вращения винта, об/мин; K_n – коэффициент наполнения желоба; коэффициент отношения шага к диаметру $\varepsilon = 0,8 \dots 1,0$; C – коэффициент угла наклона конвейера, и сравнить ее с полученной экспериментально;

рассчитать теоретически необходимую мощность электродвигателя привода, используя значения теоретической и экспериментальной производительности $N = 0,003\Pi L_r \omega + 0,003\Pi H + 0,02K_1 q_T L_r \omega_b v_m$, кВт, где Π – производительность конвейера, т/ч; L_r – длина транспортирования по горизонтали, м; H – высота подъема материала, м (для наклонного расположения конвейера); v_m – скорость движения материала, м/с;

$q_T = 80D$, т/м – погонная масса вращающихся частей; ω – коэффициент, учитывающий сопротивления перемещению материала винтом в желобе; K_1 – коэффициент неравномерности вращения винта, равный 0,15; ω_b – коэффициент, учитывающий потери в опорах винта (для подшипников скольжения 0,16, подшипников качения 0,08);

найти мощность, потребляемую электродвигателем с учетом механических потерь $N_{дв} = \frac{K_n N}{\eta_p}$, кВт,

где $\eta_p = 0,8$ КПД редуктора; $K_n = 1,2 \dots 1,4$ – коэффициент неучтенных потерь.

2 Полученные данные свести в таблицу и оформить отчет о работе, представив в конце его краткие выводы в соответствии с контрольными вопросами.

Контрольные вопросы

- 1 Как устроен и работает винтовой конвейер?
- 2 Какие усилия возникают в подшипниковых опорах винта?
- 3 Как устроен желоб конвейера?
- 4 От чего зависит коэффициент наполнения желоба?
- 5 Как рассчитать диаметр винта при известной производительности конвейера?
- 6 Как рассчитать производительность винтового конвейера?
- 7 Как рассчитать мощность двигателя винтового конвейера?
- 8 Пригоден ли данный лабораторный конвейер для транспортирования заданного материала и как это определить?
- 9 Типы винтов для транспортирования различных материалов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для машиностр. спец. вузов. 4-е изд., перераб. М.: Высш. шк., 1984. 336 с.
- 2 Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностр. вузов. М.: Высш. шк., 1975. 551 с.
- 3 Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцев и др. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1984. 560 с.
- 4 Курсовое проектирование деталей машин / Г.И. Ицкович и др. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1970. 560 с.
- 5 Добронравов С.С., Дронов В.Г. Машины для городского строительства: Учебник для студ. вузов спец. "Городское строительство". М.: Высш. шк., 1985. 360 с.
- 6 Гальперин М.И., Домбровский И.Г. Строительные машины. М.: Высш. шк., 1980. 344 с.
- 7 Руденко Н.Ф., Александров М.П., Лысяков А.Г. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. М.: Машиностроение, 1971. 464 с.
- 8 Иванченко Ф.К. и др. Расчеты грузоподъемных и транспортируемых машин. Киев: Вища школа, 1978. 576 с.
- 9 Гомозов И.М. Путевые, дорожные и строительные машины. М.: Стройиздат, 1980. 399 с.
- 10 Волков Д.П., Алешкин Н.И., Крикун В.Я., Рынсков О.Е. Строительные машины: Учеб. для вузов / Под ред. Д.П. Волкова. М.: Высш. шк., 1998. 319 с.