

Министерство образования Республики Беларусь

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

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

М. И. Михайлов, А. А. Карпов, Д. В. Никитенко

АВТОМАТИЗАЦИЯ СТАНКОИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

ПРАКТИКУМ

**по одноименной дисциплине
для студентов специальности 1-36 01 03
«Технологическое оборудование
машиностроительного производства»
дневной формы обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2010

УДК 658.52.011.56(075.8)
ББК 34.63-5-04я73
М69

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 6 от 30.06.2008 г.)*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. «Детали машин» ГГТУ им. П. О. Сухого
А. Т. Бельский

Михайлов, М. И.

М69 Автоматизация станкоинструментального производства : практикум по одной дисциплине для студентов специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» днев. формы обучения / М. И. Михайлов, А. А. Карпов, Д. В. Никитенко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2010. – 44 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-420-907-4.

Рассмотрены основы проектирования различных устройств, входящих в состав вспомогательного оборудования роботизированных технологических комплексов.

Для студентов специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» дневной формы обучения.

**УДК 658.52.011.56(075.8)
ББК 34.63-5-04я73**

ISBN 978-985-420-907-4

© Михайлов М. И., Карпов А. А.,
Никитенко Д. В., 2010
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2010

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ РОБОТИЗИРОВАННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА

В состав вспомогательного оборудования могут входить: автоматические загрузочные устройства; устройства базирования и относительного ориентирования; устройства контроля; сборочные механизмы; транспортные устройства и системы.

По конструкции загрузочно-накопительные устройства делятся на бункерные, магазинные, с использованием программируемых средств и средств электромагнитного опознавания и ориентирования и др. (рис. 1). Загрузочно-накопительные устройства (ЗНУ) выполняют, как правило, в виде самостоятельных механизмов, органически связанных с роботизированным технологическим комплексом (РТК). В общем виде они могут состоять из емкости (бункера, магазина, кассеты), в которой сосредотачивается запас обрабатываемых или собираемых деталей и функциональных механизмов ориентации, ворошителя, питателя, лотков, накопителя, привода и т. п.

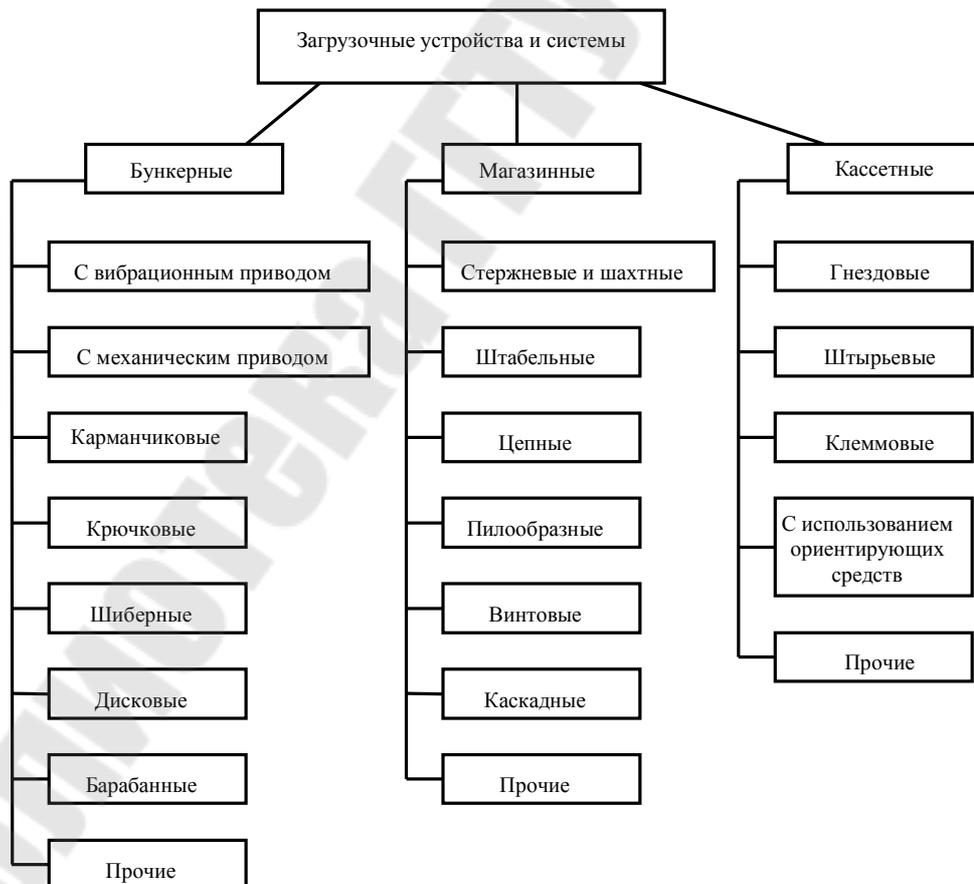


Рис. 1. Классификация загрузочных устройств

В последнее время к ЗНУ в составе РТК предъявляется ряд дополнительных требований по гибкости: конструкция ЗНУ должна отвечать условию многономенклатурности обрабатываемых деталей; должна иметь емкость, достаточную для работы РТК в течение определенного времени без догрузки, а также локальную систему управления, входящую в общую иерархическую систему управления РТК или участком. Кроме того, ЗНУ могут включаться в общий материальный поток транспортно-складской системы автоматизированного участка.

Как правило, традиционные устройства не отвечают вышеуказанным требованиям и предназначены для узкого диапазона типоразмеров деталей. Для обеспечения быстрой переналадки ЗНУ создают на базе унифицированных элементов и строят по модульному принципу.

Схема обобщенного загрузочного устройства показана на рис. 2. Детали получают первичную ориентацию в бункерном загрузочном устройстве и вторичную – в устройстве вторичной ориентации (ВО). Датчики D_1 и D_2 контролируют минимальное и максимальное заполнение лотков деталями. Информация от датчиков поступает в блок обработки информации (БПИ) и далее в систему управления (СУ) работой вспомогательного оборудования.

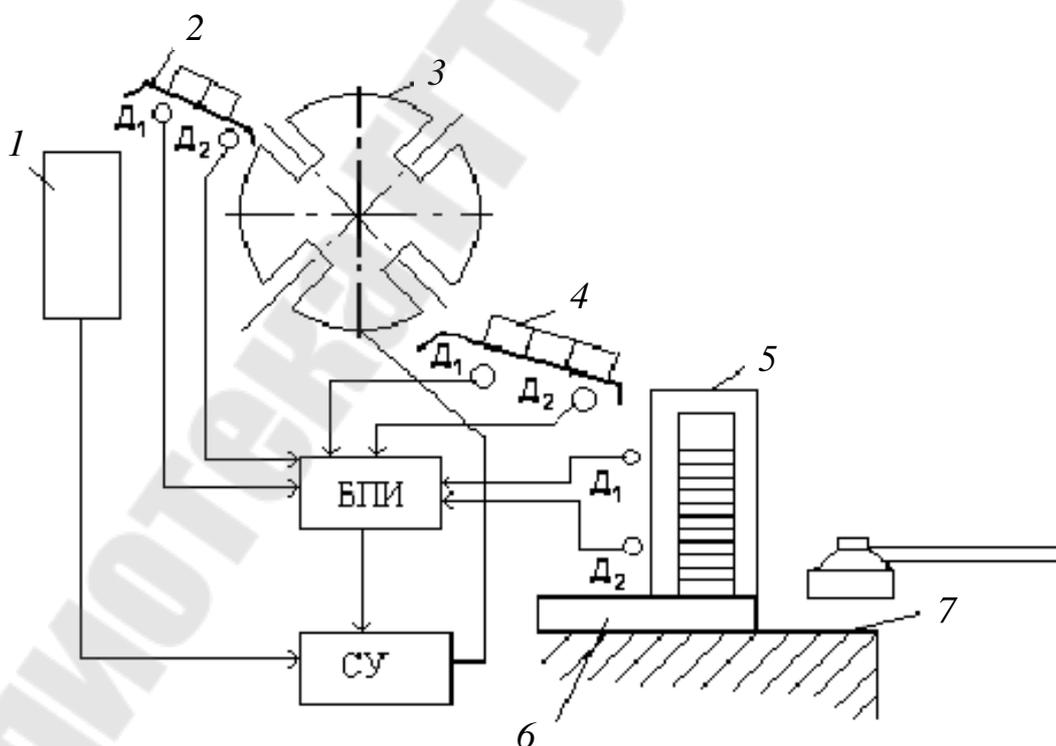


Рис. 2. Схема обобщенного загрузочного устройства:

- 1 – бункерно-ориентирующее устройство; 2, 4 – передающие лотки;
- 3 – устройство вторичной ориентации; 5 – магазин-накопитель;
- 6 – шиберное устройство; 7 – позиция захвата роботом

Для загрузки-разгрузки РТК перспективно использование *кассет*. В основу классификации кассет положены следующие признаки: выполняемые функции – обеспечение разделения, координирования, сохранения ориентации изделий при их транспортировании и хранении; универсальность – специальные и универсальные; расположение гнезд – плоские, вертикальные, комбинированные, однорядные, многорядные, при этом могут быть расположены по прямой, окружности, в шахматном порядке, в радиальном направлении; вид базирования – лотковые, гнездовые, штырьевые, клеммовые; способ фиксации изделий – механический, вакуумный, струйный, магнитный, электромагнитный.

ЗАДАНИЕ 1

Выбор и расчет конструктивных параметров кассет

Исходные данные: радиус раскрытия захвата робота (r), мм; точность позиционирования захвата (Δ), мм; размер заготовки (D), мм; размеры кассеты ($A \times B$), мм; трудоемкость изготовления детали (T_d), мин; нормируемый период времени автономной работы РТК (T), мин.

Последовательность выбора и расчета:

1. Определение емкости кассетного накопителя: $E = \frac{T}{T_d}$.

2. Выбор робота и схвата.

3. Выбор формы и типа кассеты, расчет ее емкости.

В зависимости от требований технологического процесса выбирают тип кассет (рис. 3). Для равномерного расположения изделий чаще всего используют сетки: прямоугольные или квадратные, косугольные, треугольные и др. (рис. 4). Число ячеек в сетке зависит от размеров кассеты и объекта, в особых случаях – от свойств промышленного робота (ПР), числа шагов в программе и т. п.

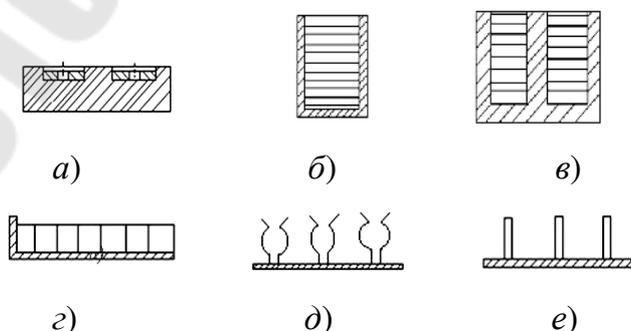


Рис. 3. Типы кассет:

a – гнездовые; $б, в$ – шахтные; $г$ – плоские;
 $д$ – клеммовые; $е$ – штырьевые

4. Расчет числа ячеек у косоугольной сетки или числа объектов на кассете (рис. 4).

4.1. Количество ячеек в направлении:

– оси x в нечетном ряду: $M_i = \frac{A - 2 \cdot a - D}{D + 1_{\min}} + 1; i = 1, 3, 5, 7,$

где $1_{\min} = r - (D/2) + \Delta + \delta_{\text{сх}}$; r – радиус раскрытия захвата; Δ – максимальная неточность позиционирования захвата; $\delta_{\text{сх}}$ – толщина схвата;

– оси x в четном ряду:

$$M_j = \frac{A - 2 \cdot a - D - S \cdot \text{ctg}\alpha}{D + 1_{\min}} + 1; j = 2, 4, 6, 8;$$

– оси y : $N = \frac{B - 2 \cdot b}{S} + 1.$

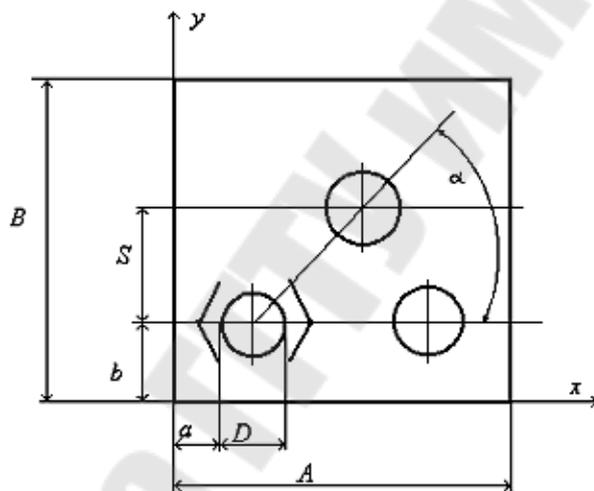


Рис. 4. Расчетная схема кассеты

4.2. Возможное число установок объектов на кассете:

– если N четное число, то $Q = \frac{N}{2}(M_i + M_j);$

– если N нечетное, то $Q = \frac{N + 1}{2}(M_i + M_j) - M_j,$

где $a = 3-5$, $b = D + (3-5)$, $S = D + (10-15)$, а остальные параметры кассеты выбираются по конструктивным соображениям.

5. Количество кассет: $K_P = \frac{E}{Q}.$

6. Выбор конструктивных параметров гнездового и штыревого кассетных накопителей.

7. Выбор фиксирующих элементов.

Установка кассеты на позицию и ее фиксация с заданной точностью могут выполняться позиционным ПР, шаговым перегрузчиком, шаговым конвейером, поворотным делительным столом и другими средствами. Во всех случаях фиксация осуществляется или по двум фиксирующим штырям, которые входят в отверстия на кассете, или по ее внешнему контуру.

8. Эскиз накопителя и кассеты.

Контрольные вопросы к заданию 1

1. Классификация загрузочных устройств.
2. Выбор и расчет конструктивных параметров кассет.
3. Как выбирают типы кассет?
4. Классификация кассет.

Варианты заданий представлены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные к заданию 1

№ п/п	r, мм	Δ, мм	D, мм	A x B, мм	T _д , мин	T, мин	№ п/п	r, мм	Δ, мм	D, мм	A x B, мм	T _д , мин	T, мин
1	40	0,01	40	200 x 200	2,0	480	14	40	0,01	40	200 x 200	2,0	480
2	50	0,02	42	250 x 250	2,5	600	15	50	0,02	42	250 x 250	2,5	600
3	30	0,03	44	250 x 300	2,2	480	16	30	0,03	44	250 x 300	2,2	480
4	20	0,04	46	300 x 250	2,8	600	17	20	0,04	46	300 x 250	2,8	600
5	40	0,01	48	200 x 300	3,2	480	18	40	0,01	48	200 x 300	3,2	480
6	50	0,02	50	300 x 200	3,5	600	19	50	0,02	50	300 x 200	3,5	600
7	30	0,03	52	350 x 400	4,0	480	20	30	0,03	52	350 x 400	4,0	480
8	20	0,04	54	400 x 200	3,6	600	21	20	0,04	54	400 x 200	3,6	600
9	40	0,01	56	350 x 250	3,3	480	22	40	0,01	56	350 x 250	3,3	480
10	50	0,02	58	400 x 350	2,8	600	23	50	0,02	58	400 x 350	2,8	600
11	30	0,03	60	500 x 400	2,2	480	24	30	0,03	60	500 x 400	2,2	480
12	20	0,04	30	400 x 500	2,4	600	25	20	0,04	30	400 x 500	2,4	600
13	40	0,01	34	450 x 300	2,6	480	26	40	0,01	34	450 x 300	2,6	480

Магазинные загрузочные устройства представляют собой комплекс функциональных механизмов и состоящих из приемников изделий в ориентированном положении, накопителей для расположением в один ряд и питателей с автоматической выдачей изделий в зону захвата ПР (рис. 5).

Магазинные загрузочные устройства применяются для изделий сложной формы, автоматическое ориентирование которых затруднено или невозможно известными техническими средствами; когда автоматическое ориентирование может привести к порче изделий; при возможности стопировать изделия на предыдущей операции; в усло-

виях многономенклатурного производства при невозможности создания мобильных автоматических бункерных загрузочных устройств.

Приемник предназначен для облегчения укладки изделий в ориентированном положении в накопитель. Конструкция приемника зависит от способа заполнения накопителя. При ручном заполнении используются только направляющие и базирующие плоскости. В случае автоматической загрузки съемных накопителей приемник может иметь более сложные элементы ориентирования.

Накопители предназначены для сохранения ориентированного изделия при хранении и перемещении. Применяются стационарные и съемные накопители. Конструкция накопителя должна обеспечивать свободный доступ к изделиям и исключать возможность их засорения. Для увеличения емкости магазинов применяют зигзагообразные, спиральные и многоручьевые накопители.

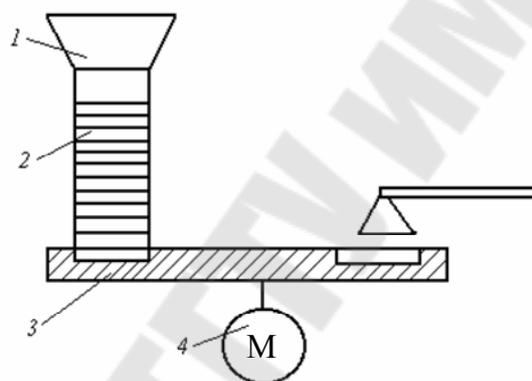


Рис. 5. Структура конструктивных элементов магазина:
1 – приемник; 2 – накопитель; 3 – питатель; 4 – привод

По характеру перемещения заготовок накопители делятся на:

- 1) самотечные, в которых заготовки перемещаются под действием силы тяжести качения или скольжения;
- 2) полусамотечные, в которых заготовки перемещаются под действием силы тяжести качения с применением дополнительных устройств для искусственного уменьшения сил сопротивления движению;
- 3) принудительные, когда перемещение заготовок осуществляется принудительно под действием приводных механизмов;
- 4) комбинированные, в которых заготовки могут перемещаться непрерывно или периодически под действием приводных устройств.

В практике широко применяют самотечные магазины, представляющие собой прямые простые лотки (рис. 6, а), прямые роликовые лотки (рис. 6, б), винтовые простые и роликовые лотки (рис. 6, в), спирально-овальные лотки (рис. 6, д) и спирально-овальные роликовые лот-

ки (рис. 6, *д*), змейковые лотки (рис. 6, *е*), зигзагообразные (рис. 6, *ж*) и дугообразные лотки (рис. 6, *з*), каскадные лотки (рис. 6, *и*).

По форме поперечного сечения различают открытые и закрытые лотки (рис. 7).

Недостатком зигзагообразных накопителей является разрыв лотка в месте перехода с одного лотка на другой, что ведет к увеличению шума и невозможности перемещения хрупких изделий. Объем спиральных накопителей значительно превышает объем зигзагообразных. Наибольшей емкостью отличаются многоручьевые накопители.

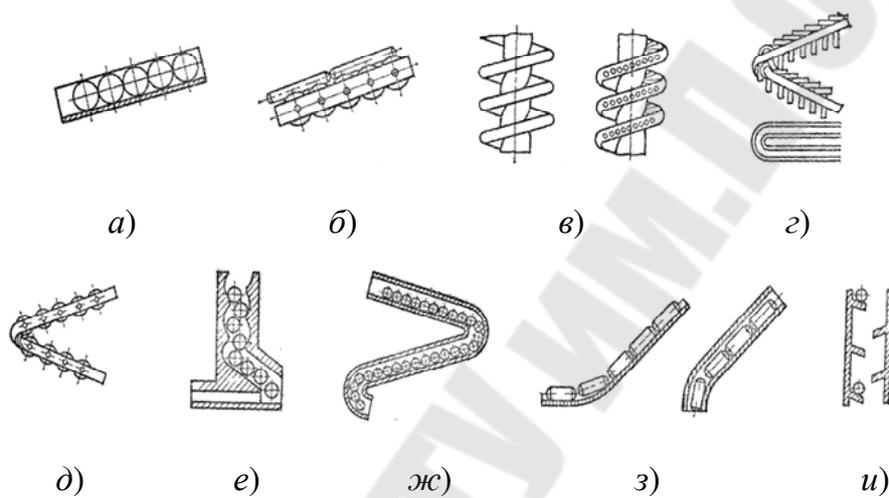


Рис. 6. Схемы основных типов самотечных магазинов

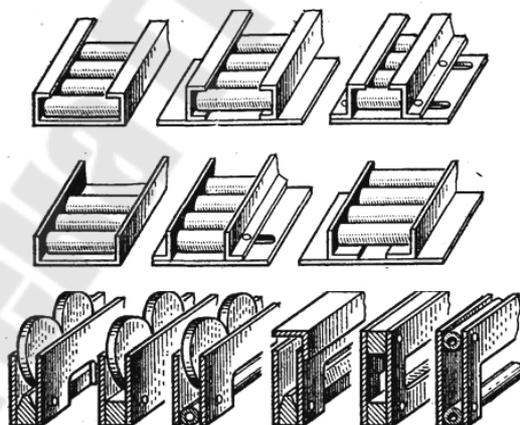


Рис. 7. Типовые конструкции открытых и закрытых лотков

Производительность магазинных загрузочных устройств (исключая питатель) определяют исходя из времени, необходимого для перемещения детали из исходного положения в магазине в питатель:

$$Q_3 = 1/t_3,$$

где t_3 – время загрузки детали.

ЗАДАНИЕ 2

Определить конечную скорость скольжения V и время скольжения детали t по наклонному прямолинейному плоскому и угловому лотку. При $R = h/2$ определить время спуска детали по лотку скорейшего спуска. Построить кривую скорейшего спуска.

Исходные данные: V_0 – начальная скорость движения детали; h – высота подъема лотка; ψ – угол наклона лотка; материал детали; материал лотка; 2β – угол наклона стенок лотка.

Скольжение изделий в угловом лотке

Для перемещения изделий в угловом лотке требуется большее усилие, чем для перемещения того же изделия в плоском лотке, а поэтому угловой лоток должен иметь и больший угол наклона ψ , чтобы обеспечивать самотечное устойчивое перемещения изделий.

Движение детали в угловом лотке (рис. 8) осуществляется под действием осевой составляющей P от силы G , а в местах контакта детали с лотком возникают нормальные составляющие N .

Проектируя все силы на вертикальную ось, получим зависимость

$$N = \frac{G \cdot \cos \psi}{2 \cdot \sin \beta},$$

где β – половина угла наклона стенок лотка; ψ – угол наклона лотка.

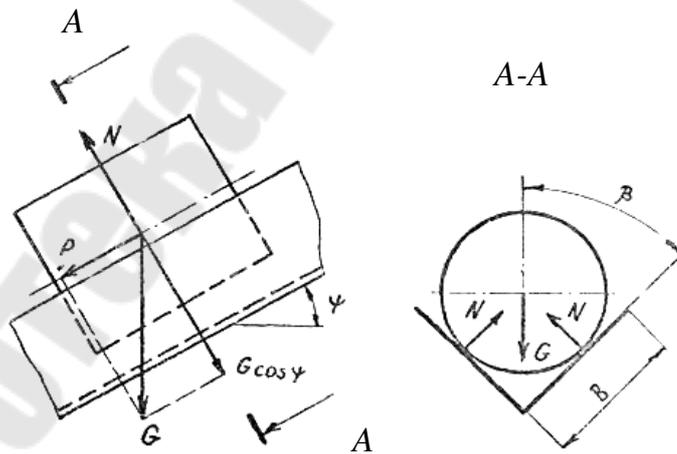


Рис. 8. Схема действия сил при движении детали в угловом лотке

Суммарная сила трения от одной детали на обеих стенках лотка:

$$F = 2 \cdot N \cdot f,$$

где f – коэффициент трения скольжения (табл. 2).

Условие движения детали можно записать в следующем виде:

$$P > F.$$

Угловые лотки изготавливают из стандартного углового проката.

Определение скорости скольжения изделий

Дифференциальное уравнение движения изделия по наклонному лотку, пренебрегая сопротивлением воздуха (рис. 9):

$$m \frac{dV}{dt} = m \cdot q \cdot (\sin \psi - f_{\text{пр}} \cdot \cos \psi),$$

где m – масса изделия; V – скорость движения изделия; t – время движения; q – ускорение силы тяжести; $f_{\text{пр}} = f / \sin \beta$ – приведенный коэффициент трения, но $dt = \frac{ds}{V} = \frac{dh}{V \cdot \sin \psi}$, где h – высота скольжения.

Таблица 2

Ориентировочные значения коэффициентов трения скольжения

Материал лотка	Материал детали	Коэффициент трения
Сталь 3	Чугун	0,18–0,21
	Низкоуглеродистая сталь	0,18–0,20
	Нержавеющая сталь	0,15–0,18
	Медь	0,25–0,34
	Алюминий	0,17–0,21
	Бронза	0,15–0,20
Сталь 45	Низкоуглеродистая сталь	0,17–0,19
	Нержавеющая сталь	0,14–0,19
	Медь	0,23–0,32
	Алюминий	0,16–0,20
	Чугун	0,17–0,20
	Бронза	0,14–0,18

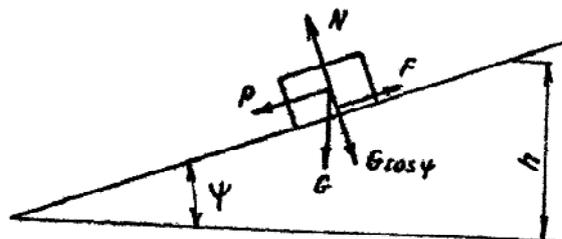


Рис. 9. Схема движения детали по наклонному лотку

После интегрирования и подстановки начальных условий ($V = V_0$) получим следующую зависимость:

$$\frac{V^2 - V_0^2}{2} = q \cdot (1 - f_{\text{пр}} \cdot \text{ctg}\psi) \cdot h,$$

откуда можно определить скорость движения детали, как в обычных, так и в угловых лотках:

$$V = \sqrt{2 \cdot q \cdot h \cdot (1 - f_{\text{пр}} \cdot \text{ctg}\psi) + V_0^2}.$$

При длинных лотках конечная скорость движения изделия может превзойти допустимую. Для уменьшения конечной скорости спуска изделий лотки оснащают специальными устройствами-замедлителями или лотки делают из двух участков, причем конечный участок имеет меньший угол наклона, чем начальный.

Лотки скорейшего спуска. Радиусные лотки

В том случае, если требуется, чтобы деталь переместилась под действием силы тяжести из точки A в точку B (рис. 10) в кратчайшее время, продольный профиль лотка следует выполнять по кривой скорейшего спуска.

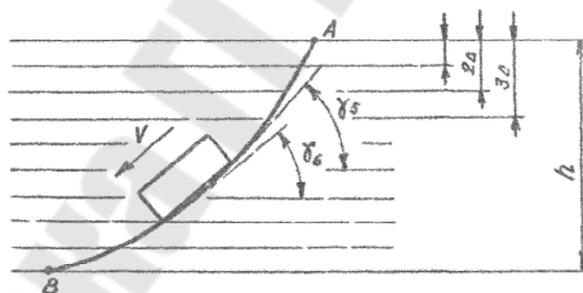


Рис. 10. Профиль лотка скорейшего спуска

При построении профиля кривой разбивают высоту h лотка на ряд участков Δ . Пренебрегая всеми силами сопротивления, можно записать, что в конце первого участка деталь будет иметь скорость: $V_1 = \sqrt{2 \cdot q \cdot \Delta}$. Соответственно в конце второго участка деталь будет иметь скорость $V_2 = \sqrt{2 \cdot q \cdot 2\Delta}$ и т. д. на протяжении всего лотка.

Из теории механики твердого тела известно, что для получения наименьшего времени спуска необходимо, чтобы синусы углов наклона участков кривой относились как скорости на соответствующих участках.

Например, для пятого и шестого участков лотка:

$$\frac{\sin \gamma_5}{\sin \gamma_6} = \frac{V_5}{V_6} \text{ или } \frac{\sin \gamma_5}{\sin \gamma_6} = \frac{\sqrt{2 \cdot q \cdot 5 \cdot \Delta}}{\sqrt{2 \cdot q \cdot 6 \cdot \Delta}} = \frac{\sqrt{5 \cdot \Delta}}{\sqrt{6 \cdot \Delta}}.$$

Последнее уравнение можно записать и в другом виде:

$$\frac{\sin \gamma_5}{\sqrt{5 \cdot \Delta}} = \frac{\sin \gamma_6}{\sqrt{6 \cdot \Delta}}.$$

Соответственно для всех участков лотка:

$$\frac{\sin \gamma}{\sqrt{\Delta}} = \frac{\sin \gamma_2}{\sqrt{2 \cdot \Delta}} = \frac{\sin \gamma_3}{\sqrt{3 \cdot \Delta}} = K = \frac{\sin \gamma_n}{\sqrt{n \cdot \Delta}}.$$

Следовательно, отношение синуса угла наклона касательной к любой точке кривой к соответствующему расстоянию этих точек от верхней линии будет постоянной величиной. Этим свойством характеризуется кривая циклоида – кривая, описываемая точкой, образующей окружности, катящейся по прямой линии без скольжения (рис. 11).

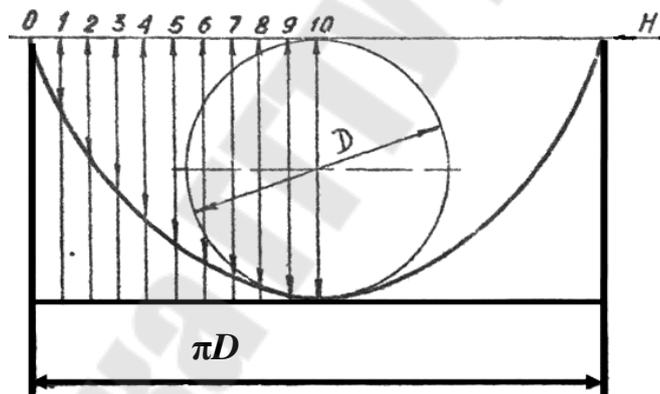


Рис. 11. Способ построения циклоиды

В общем случае уравнение циклоиды в декартовых координатах:

$$x + \sqrt{y \cdot (2 \cdot R - y)} = R \cdot \arccos \left(\frac{R - y}{R} \right),$$

где $R = D / 2$ – радиус, образующий окружность.

Циклоиду можно построить по точкам, а затем поместить ее между верхней и нижней точками лотка, выбрав соответствующий масштаб построения. Рекомендуется для участка, где угол наклона становится меньше 30 градусов, вводить поправки на влияние угла трения, беря углы наклона больше вычисленных на 3 градуса.

На рис. 11 дан способ построения циклоиды по точкам путем разбиения на 10 частей по вертикали. Циклоида характерна также тем, что с какой бы точки циклоиды не начала двигаться деталь, она к нижней точке придет в одно и то же время.

Время движения детали из точки *A* в точку *B* (рис. 10) определяется по следующей формуле: $t = \pi \cdot \sqrt{\frac{R}{g}}$.

Иногда криволинейные лотки описываются дугами окружности. Радиусные лотки технологически более просты и их более широко применяют для перемещения деталей. Они обычно входят в состав лотковой системы автоматических линий в виде отдельных звеньев.

Контрольные вопросы к заданию 2

1. Для чего применяются магазинные загрузочные устройства?
2. Какие бывают накопители?
3. Методика расчета угловых лотков.

Варианты заданий представлены в табл. 3.

Таблица 3

Исходные данные к заданию 2

№ п/п	V_0 , м/с	h , мм	ψ°	$2\beta^\circ$	Материал детали	Материал лотка
1	0,01	50	45	90	Сталь 40	Сталь 3
2	0,02	60	45	120	Сталь 45	Сталь 45
3	0,03	70	45	90	Сталь 50	Сталь 3
4	0,04	80	45	120	БрОЦ 4-3	Сталь 45
5	0,05	90	45	90	АЛ-19	Сталь 3
6	0,06	100	45	120	АД-1	Сталь 45
7	0,07	110	45	90	АД-3	Сталь 3
8	0,08	120	45	120	СЧ36	Сталь 45
9	0,01	130	45	90	СЧ20	Сталь 3
10	0,02	140	45	120	СЧ22	Сталь 45
11	0,03	150	45	90	Д1	Сталь 3
12	0,04	160	45	120	Д19	Сталь 45
13	0,05	170	45	90	БрОЦ 4-3	Сталь 3
14	0,06	180	45	120	28Х3СНА	Сталь 45
15	0,07	190	45	90	38Х3СНА	Сталь 3
16	0,08	200	45	120	ХН45МВ	Сталь 45
17	0,01	50	45	90	ХН50ВМ	Сталь 3
18	0,02	60	45	120	ХН55ВМ	Сталь 45
19	0,04	80	45	120	БрОЦ4-3	Сталь 45
20	0,05	90	45	90	БрОС8-12	Сталь 3
21	0,07	110	45	90	МА-1	Сталь 3

№ п/п	V_0 , м/с	h , мм	ψ°	$2\beta^\circ$	Материал детали	Материал лотка
22	0,08	120	45	120	МА-5	Сталь 45
23	0,01	130	45	90	МА-10	Сталь 3
24	0,02	140	45	120	МЛ-5	Сталь 45
25	0,03	150	45	90	МА-1	Сталь 3
26	0,04	160	45	120	Сталь 40	Сталь 45
27	0,05	170	45	90	Сталь 45	Сталь 3
28	0,06	180	45	120	Сталь 50	Сталь 45

ЗАДАНИЕ 3

Определить размеры лотка и необходимое количество деталей на наклонном участке углового прямолинейного радиусного лотка, которые должны обеспечивать надежное самотечное поступление заготовок в рабочую зону автомата.

Исходные данные: l – длина детали; d – диаметр детали; n – количество деталей, находящихся на горизонтальном участке; m – количество деталей, находящихся на криволинейном участке; γ – угол наклона наклонного участка лотка; 2β – угол наклона стенок лотка; материал детали; материал лотка. Углы наклона деталей на криволинейных участках определить графическим путем. Принять $\varphi = \gamma$, где φ – угол закругления прямолинейного участка.

Расчет радиусных лотков

Радиусные или дугообразные вогнутые лотки в общем случае состоят из трех участков: наклонного, криволинейного (радиусного) и горизонтального (рис. 12), на котором находится соответственно z , m и n деталей, весом по G каждая. При самотечном транспортировании изделий силы тяжести находящихся на наклонном и криволинейном участках должны обеспечить перемещение изделий по горизонтальному участку.

Рассмотрим отдельно эти два участка.

На наклонном участке будут действовать следующие силы: нормальная составляющая N_z силы тяжести от z деталей; осевая составляющая P_z от силы тяжести z деталей и силы трения F_z .

Нормальная составляющая (рис. 12): $N_z = G \cdot z \cdot \cos \gamma$.

Осевая составляющая: $P_z = G \cdot z \cdot \sin \gamma$.

Силы трения: $F_z = f_{\text{пр}} \cdot N = f_{\text{пр}} \cdot G \cdot z \cdot \cos \gamma$.

Движущая сила на стыке А от веса деталей, находящихся на наклонном участке: $P_H = P_z - F_z = G \cdot z \cdot (\sin \gamma - f_{\text{пр}} \cdot \cos \gamma)$.

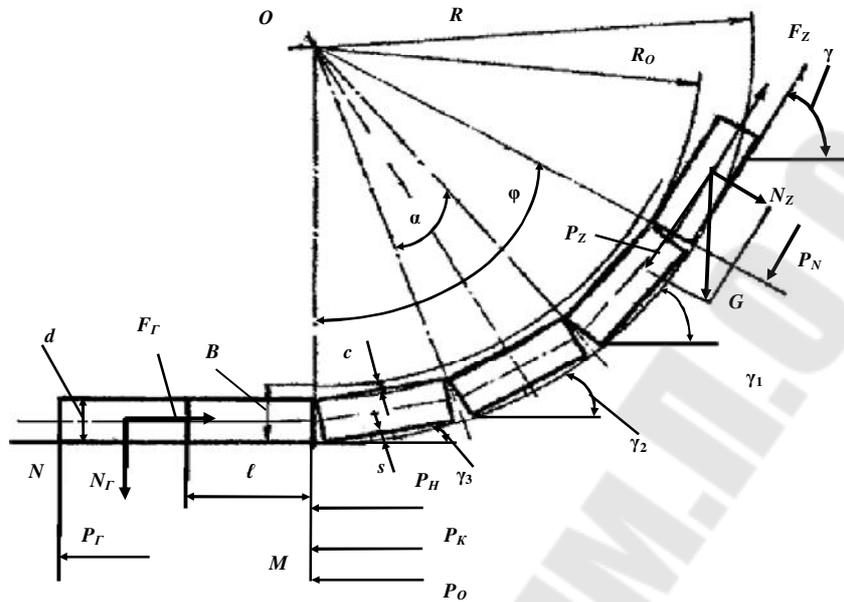


Рис. 12. Схема действия сил при движении детали по радиусному наклонному лотку

Сила P_H воздействует на детали горизонтального участка через детали, находящиеся на криволинейном участке. При этом величина силы P_H изменится до величины силы P'_H .

Угол закругления ϕ криволинейного участка увязывается с числом деталей m , находящемся на нем, и радиусом закругления R . Обычно угол ϕ не превышает 80 градусов и выбирается с таким расчетом, чтобы на угле закругления разместилось целое число деталей m . Следовательно, величина угла, приходящегося на одну деталь, будет равна $\alpha = \phi / m$.

Определим величину силы P'_H без учета силы тяжести деталей, находящихся на криволинейном участке (рис. 13).

Сила P_H , действующая на первую деталь криволинейного участка, разложится на две составляющие:

$$P_{\tau_1} = P_H \cdot \cos(\alpha/2) \text{ и } P_{r_1} = P_H \cdot \sin(\alpha/2).$$

Движущая сила, действующая на вторую деталь криволинейного участка:

$$P_{H_2} = P_{\tau_1} - f_{\text{пр}} \cdot P_{r_1} = P_H \cdot (\cos(\alpha/2) - f_{\text{пр}} \cdot \sin(\alpha/2)).$$

Сила P_{H_2} разложится на следующие составляющие:

$$P_{\tau_2} = P_{H_2} \cdot \cos \alpha = P_H \cdot (\cos(\alpha/2) - f_{\text{пр}} \cdot \sin(\alpha/2)) \cdot \cos \alpha$$

$$\text{и } P_{r_2} = P_{H_2} \cdot \sin \alpha = P_H \cdot (\cos(\alpha/2) - f_{\text{пр}} \cdot \sin(\alpha/2)) \cdot \sin \alpha.$$

Движущая сила, действующая на третью деталь криволинейного участка:

$$P_{H_3} = P_{\tau_2} - f_{\text{пр}} \cdot P_{r_2} = P_H \cdot (\cos(\alpha/2) - f_{\text{пр}} \cdot \sin(\alpha/2)) \cdot (\cos \alpha - f_{\text{пр}} \cdot \sin \alpha).$$

Рассуждая аналогично для случая, когда на криволинейном участке находится m деталей, приходим к выводу, что движущая сила P'_H на стыке M равна (при условии, что m больше или равно трем):

$$P'_H = P_H \cdot (\cos(\alpha/2) - f_{\text{пр}} \cdot \sin(\alpha/2))^2 \cdot (\cos \alpha - f_{\text{пр}} \cdot \sin \alpha)^{m-2}.$$

Определим силу P'_K на стыке M от силы тяжести деталей, находящихся на криволинейном участке (рис. 14).

От силы тяжести первой детали криволинейного участка возникают составляющие:

$$P_{c_1} = G \cdot \sin \gamma_1 \text{ и } P_{s_1} = G \cdot \cos \gamma_1,$$

где γ_1 – угол наклона к горизонту первой детали на криволинейном участке.

Движущая сила, действующая на вторую деталь со стороны первой детали, равна

$$P_{K_2} = P_{c_1} - f_{\text{пр}} \cdot P_{s_1} = G \cdot (\sin \gamma_1 - f_{\text{пр}} \cdot \cos \gamma_1).$$

В свою очередь сила P_{K_2} , а также сила тяжести второй детали могут быть разложены на следующие составляющие:

$$P_{c_2} = P_{K_2} \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \gamma_2 = G \cdot (\sin \gamma_1 - f_{\text{пр}} \cdot \cos \gamma_1) \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \gamma_2$$

и

$$P_{s_2} = P_{K_2} \cdot \sin \alpha + G \cdot \cos \gamma_2 = G \cdot (\sin \gamma_1 - f_{\text{пр}} \cdot \cos \gamma_1) \cdot \sin \alpha + G \cdot \cos \gamma_2.$$

Движущая сила, действующая на третью деталь со стороны второй, определяется по соотношению

$$P_{K_3} = P_{c_2} - f_{np} \cdot P_{s_2} = G \cdot (\sin \gamma_1 - f_{np} \cdot \cos \gamma_1) \cdot (\cos \alpha - f_{np} \cdot \sin \alpha) + \\ + G \cdot (\sin \gamma_2 - f_{np} \cdot \cos \gamma_2).$$

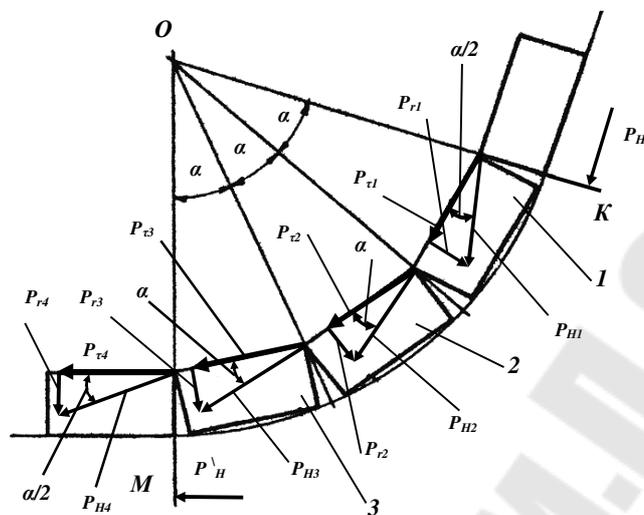


Рис. 13. Схема действия сил при движении детали по радиусному лотку без учета силы тяжести деталей

Рассуждая аналогично, когда на криволинейном участке находится m деталей, можно получить в общем виде уравнение для определения силы P'_K на стыке M (при условии, что на криволинейном участке находится три или больше деталей):

$$P'_K = G \cdot (\cos(\alpha/2) - f_{np} \cdot \sin(\alpha/2)) \times \\ \times \sum_{i=1}^m (\sin \gamma_i - f_{np} \cdot \cos \gamma_i) \cdot (\cos \alpha - f_{np} \cdot \sin \alpha)^{m-i}.$$

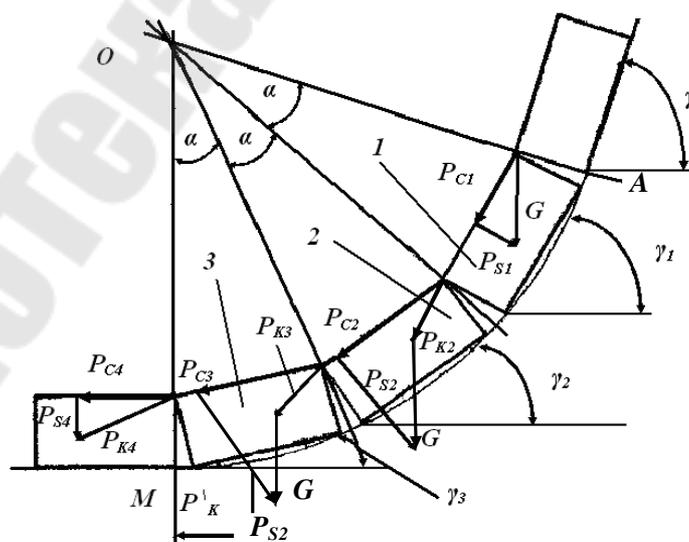


Рис. 14. Схема действия сил при движении детали по радиусному лотку под действием силы тяжести деталей

Суммарная движущая сила на стыке M (рис. 12):

$$P_0 = P'_H + P'_K.$$

Чтобы осуществить движение деталей n , находящихся на горизонтальном участке, необходимо выполнить условие:

$$P_0 > F_r,$$

где F_r – сила трения на горизонтальном участке.

Движущая сила на стыке N (рис. 12):

$$P_\Gamma = P_0 - F_r.$$

Для обеспечения надежного перемещения эта сила должна быть больше силы сопротивления на горизонтальном участке по крайней мере в три раза. Если принять, что $F_r = 1$, то P_Γ будет больше или равно трем, следовательно

$$P_0 = 4 \cdot F_r = 4 \cdot f_{\text{пр}} \cdot n \cdot G.$$

Величину радиуса можно определить по зависимости:

$$R_0 = \frac{1}{2 \cdot \sin(\alpha/2)},$$

где 1 – размер детали в направлении перемещения.

Радиус закругления:

$$R = R_0 + d,$$

где d – размер детали в поперечном сечении.

Ширина лотка:

$$B = S + d + c \text{ или } B = R - 0,5 \cdot \sqrt{4 \cdot R^2 - 1^2} + d + c,$$

где c – зазор между изделием и стенкой лотка, $c = 0,5-1$ мм.

Ширина бортов лотка: $B_1 = (0,7-0,8) \cdot d$.

Время перемещения детали при загрузке

В магазинах с перемещением детали под действием собственного веса время загрузки определяют по времени падения или скатывания детали. Если деталь перемещается вертикально, то

$$t_3 = k \cdot \sqrt{2 \cdot H / g},$$

где H – высота падения детали при загрузке; g – ускорение свободного падения, $k = 2-4$.

При движении детали по наклонной плоскости:

$$t_3 = k \cdot \sqrt{2 \cdot H / (a_d \cdot \sin \alpha)},$$

где α – угол наклона плоскости к горизонту; a_d – ускорение движения детали.

Если деталь катится без проскальзывания, то

$$a_d = (g \cdot \sin \alpha) / \lambda,$$

где λ – коэффициент, учитывающий кинетическую энергию вращения детали: $\lambda = 1,4$ для шара; $\lambda = 1,5$ для сплошного цилиндра; $\lambda = 2$ для тонкостенного цилиндра.

Если деталь при загрузке скользит по наклонной плоскости, то

$$a_d = g \cdot (\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha),$$

где f – коэффициент трения скольжения изделия по наклонной плоскости.

В магазинах с внешним приводом длительность загрузки будет определяться кинематикой привода, усилиями, прикладываемыми к детали, трением ее по направляющим магазина, скоростью ее перемещения. В том случае, когда перемещение деталей в магазине происходит под действием постоянно приложенной силы от груза или пружины, время загрузки:

$$t_3 = \sqrt{2 \cdot S_d / (F_{вн} / M_{\Sigma} - f \cdot g)},$$

где S_d – путь, пройденный деталью при загрузке; $F_{вн}$ – внешняя сила, перемещающая деталь в магазине; M_{Σ} – суммарный вес перемещаемых деталей.

Если перемещение деталей в магазине осуществляется с постоянной скоростью (ленточные и валковые приводы), то

$$t_3 = S_d / V_3,$$

где V_3 – линейная (окружная) скорость перемещения детали при загрузке ($V_3 = 10\text{--}50$ см/с).

Если перемещение детали в магазине осуществляется с постоянным ускорением (дисковые или барабанные магазины), причем в первой половине пути деталь движется равноускоренно, а во второй – равнозамедленно, то

$$t_3 = 2 \cdot \sqrt{S_3 / a_3},$$

где a_3 – допустимая величина линейного ускорения при загрузке, рекомендуется: $a_3 \leq (2-3)g$.

Когда деталь при магазинной загрузке на отдельных n участках движется под действием веса, а на других m участках под действием внешнего привода, необходимо, разбив общее время загрузки на элементы, определить его составляющие для каждого участка пути и затем определить суммарную величину:

$$t_3 = \sum_1^n t_{3_1} + \sum_1^m t_{3_2},$$

где t_{3_1} и t_{3_2} – соответственно составляющие времени движения детали под действием собственного веса и принудительного движения детали.

Контрольные вопросы к заданию 3

1. Методика расчета радиусных лотков.
2. Из каких участков состоят радиусные лотки?
3. Какие силы действуют на детали на радиусных лотках?

Варианты заданий приведены в табл. 4.

Таблица 4

Исходные данные к заданию 3

№ п/п	ℓ , мм	d , мм	n	m	γ , °	2β , °	Материал детали	Материал лотка
1	40	20	5	3	45	90	Сталь 40	Сталь 3
2	42	25	10	3	45	120	Сталь 45	Сталь 45
3	44	30	5	3	45	90	Сталь 50	Сталь 3
4	46	35	10	3	45	120	БрОЦ4-3	Сталь 45
5	48	40	5	3	45	90	АЛ-19	Сталь 3
6	50	45	10	3	45	120	АД-1	Сталь 45
7	52	50	5	3	45	90	АД-3	Сталь 3
8	54	55	10	3	45	120	СЧ36	Сталь 45
9	56	60	5	3	45	90	СЧ20	Сталь 3
10	58	65	10	3	45	120	СЧ22	Сталь 45
11	60	70	5	3	45	90	Д1	Сталь 3
12	40	22	10	3	45	120	Д19	Сталь 45
13	42	24	5	3	45	90	БрОЦ4-3	Сталь 3
14	44	26	10	3	45	120	28Х3СНА	Сталь 45
15	46	28	5	3	45	90	38Х3СНА	Сталь 3
16	48	30	10	3	45	120	ХН45МВ	Сталь 45
17	50	32	5	3	45	90	ХН50ВМ	Сталь 3
18	52	34	10	3	45	120	ХН55ВМ	Сталь 45
19	56	38	10	3	45	120	БрОЦ4-3	Сталь 45

№ п/п	ℓ , мм	d , мм	n	m	γ , °	2β , °	Материал детали	Материал лотка
20	58	42	5	3	45	90	БрОС8-12	Сталь 3
21	40	46	5	3	45	90	МА-1	Сталь 3
22	42	48	10	3	45	120	МА-5	Сталь 45
23	44	52	5	3	45	90	МА-10	Сталь 3
24	46	54	10	3	45	120	МЛ-5	Сталь 45
25	48	56	5	3	45	90	МА-1	Сталь 3
26	50	58	10	3	45	120	Сталь 40	Сталь 45
27	52	62	5	3	45	90	Сталь 45	Сталь 3
28	54	64	10	3	45	120	Сталь 50	Сталь 45

ЗАДАНИЕ 4

Определить основные размеры отсекателя, требуемое усилие привода, время загрузки детали, если задано: размеры детали; материал детали и лотка; угол наклона лотка γ .

Механизмы поштучной выдачи и питатели служат для разделения потока деталей загрузочного устройства, для исключения одновременной подачи к позиции загрузки нескольких деталей, для подвода деталей к позиции загрузки в требуемые моменты времени. Основным функциональным элементом механизма поштучной выдачи является отсекающий элемент, выполненный в виде штыря, планки и т. д., который вводится в поток загружаемых деталей для задержки деталей, не подлежащих в данный момент подаче на позицию загрузки, и отделения только одной детали. Конструкции отсекающих элементов зависят от формы, размеров, механических и других свойств изделий. В соответствии с назначением отсекающий элемент должен быть достаточно прочным и жестким, форма и привод должны обеспечивать беспрепятственное введение отсекающего элемента в поток деталей.

Для расчета отсекающего элемента на прочность и жесткость устанавливают усилие, с которым воздействуют на него задержанные детали.

Сила, действующая на отсекающий элемент (рис. 15):

$$F = G_d \cdot N_d \cdot \sin \gamma,$$

где G_d – вес одной детали; N_d – наибольшее число задержанных деталей; γ – угол наклона накопителя к горизонту.

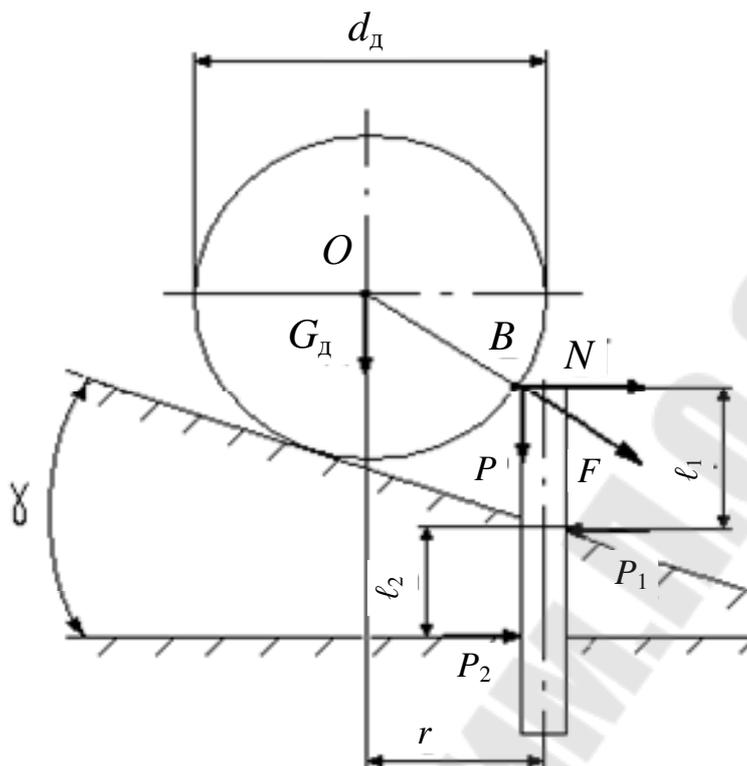


Рис. 15. Схема усилий, действующих на отсекатель механизма поштучной выдачи деталей

Сила F вызывает изгиб отсекателя своей горизонтальной составляющей:

$$N = F \cdot \cos \gamma.$$

Прогиб отсекателя определяется по зависимости

$$u = \frac{Nl^3}{3EI} \leq [u] = 0,1 \text{ мм}$$

и отжима его в осевом направлении вертикальной составляющей

$$P = F \cdot (\cos(\arccos(2 \cdot r / d_d)) - \gamma) \cdot \sin(\arccos(2 \cdot r / d_d)),$$

где r – расстояние от центра тяжести детали до края отсекателя по горизонтали.

Отсекатель должен иметь такую конструкцию, чтобы сила N не могла вызвать его защемление в направляющих: $F_{дв} \geq \frac{N(1 + 1_1)}{1} f$, а сила P – отжим отсекателя и непредусмотренный пропуск деталей.

После выдачи одной детали все детали в магазине-накопителе несколько смещаются в направлении подачи, и при повторном введении отсекатель должен их отодвинуть в исходное положение. При

ошибочном построении кинематики и профиля отсекаателя в этот момент может происходить заклинивание механизма поштучной выдачи. Рассмотрим рис. 15. Отодвигание деталей отсекаателем возможно только в том случае, если угол, образованный нормалью к поверхности детали в точке касания B с отсекаателем (радиусом детали в точке B) и направлением силы P' , больше угла трения детали и отсекаателя:

$$\operatorname{tg}(\arcsin(2 \cdot r_{\min} / d_{\text{д}})) \geq f,$$

где r_{\min} – минимальное расстояние от вертикальной оси детали до края отсекаателя в начальный момент контакта при его выдвижении. Если при проектировании механизма поштучной выдачи данное условие не выполняется, то такой механизм не будет работать.

Усилие P' , развиваемое приводом отсекаателя, должно быть таким, чтобы обеспечить: $A > F$, т. е. $A = (1,5-2)F$. Величина A определяется из следующей зависимости:

$$A = P' \cdot \cos(\arcsin(2 \cdot r_{\min} / d_{\text{д}})) \cdot \sin(\arcsin(2 \cdot r_{\min} / d_{\text{д}}) + \gamma).$$

Таким образом, требуемое усилие привода находится из совместного решения вышеприведенных зависимостей.

Время загрузки детали

Кинематика привода отсекаателя должна быть спроектирована таким образом, чтобы отсекаатель находился в отведенном состоянии в течение времени, которое достаточно для прохождения над ним одной детали. Это время определяется расстоянием, проходимым деталью, и скоростью ее движения и может быть найдено в случае загрузки цилиндрической детали из наклонного магазина-питателя по следующей зависимости: $t_3 = \sqrt{3 \cdot s / g \cdot \sin \gamma}$, где s определяется формулой

$$s = 1 + b = r_{\text{д}} \cdot (\cos(\arcsin(2 \cdot r / d_{\text{д}}) - \gamma) - \sin(\gamma - \operatorname{arctg} \cdot f_{\text{с}})),$$

где $f_{\text{с}}$ – коэффициент трения скольжения отсекаателя и детали.

По полученным данным проектируют механизм поштучной выдачи и элементы его привода.

Контрольные вопросы к заданию 4

1. Для чего предназначены механизмы поштучной выдачи и питатели?
2. Какие усилия действуют на отсекаатель?

3. Условия правильной работы отсекаателей.
4. Методика расчета отсекаателей.

Варианты заданий приведены в табл. 5.

Таблица 5

Исходные данные к заданию 4

№ п/п	ℓ , мм	d , мм	γ , °	Материал детали	Материал лотка	№ п/п	ℓ , мм	d , мм	γ , °	Материал детали	Материал лотка
1	40	20	25	Сталь 40	Сталь 3	15	46	28	25	38ХЗСНА	Сталь 3
2	42	25	30	Сталь 45	Сталь 45	16	48	30	30	ХН45МВ	Сталь 45
3	44	30	40	Сталь 50	Сталь 3	17	50	32	40	ХН50ВМ	Сталь 3
4	46	35	50	БрОЦ4-3	Сталь 45	18	52	34	50	ХН55ВМ	Сталь 45
5	48	40	45	АЛ-19	Сталь 3	19	56	38	45	БрОЦ4-3	Сталь 45
6	50	45	25	АД-1	Сталь 45	20	58	42	25	БрОС8-12	Сталь 3
7	52	50	30	АД-3	Сталь 3	21	40	46	30	МА-1	Сталь 3
8	54	55	40	СЧ36	Сталь 45	22	42	48	40	МА-5	Сталь 45
9	56	60	50	СЧ20	Сталь 3	23	44	52	50	МА-10	Сталь 3
10	58	65	45	СЧ22	Сталь 45	24	46	54	45	МЛ-5	Сталь 45
11	60	70	25	Д1	Сталь 3	25	48	56	25	МА-1	Сталь 3
12	40	22	30	Д19	Сталь 45	26	50	58	30	Сталь 40	Сталь 45
13	42	24	40	БрОЦ4-3	Сталь 3	27	52	62	40	Сталь 45	Сталь 3
14	44	26	50	28ХЗСНА	Сталь 45	28	54	64	50	Сталь 50	Сталь 45

ЗАДАНИЕ 5

Произвести расчет линейного и кругового шиберного питателя с пневмоприводом, если задано: производительность (Q_a), сила тяжести шибера ($G_{ш}$), ход (S_d), размеры, количество и материал деталей, величина смещения силы относительно центра тяжести (h), тип пневмодвигателя.

Механизмы поштучной выдачи заготовок служат для разделения потока заготовок грузозачерпывающего устройства или магазина и для исключения одновременной подачи нескольких деталей к позиции захвата промышленным роботом. Питатель предназначен для подвода деталей к позиции захвата в требуемые моменты времени. Иногда питатель может выполнять функции отсекаателя. Чаще всего применяют питатели револьверного и шиберного типа.

1. Расчетное усилие, необходимое для передвижения шибера (рис. 16), при отсечении заготовки из магазина:

$$Q = Q_1 + Q_2 + 2\beta T + Ga / g = 2 \cdot \beta \cdot f \cdot G_N + G_{ш} \cdot a / g ,$$

где Q_1 – усилие перемещения заготовки из магазина; Q_2 – динамическое усилие, возникающее при разгоне шибера; β – коэффициент запаса, учитывающий возможность сцепления, обычно принимают равным $1,5 \div 2$; T – сила трения, развиваемая заготовкой во время выталкивания из магазина; $G_{ш}$ – сила тяжести шибера и жестко связанных с ним деталей; a – ускорение, развиваемое в период разгона и определяемое приводом; g – ускорение силы тяжести; f – коэффициент трения скольжения, равный для стали по стали $0,12-0,15$; G_N – нормальная сила тяжести заготовок, находящихся в магазине.

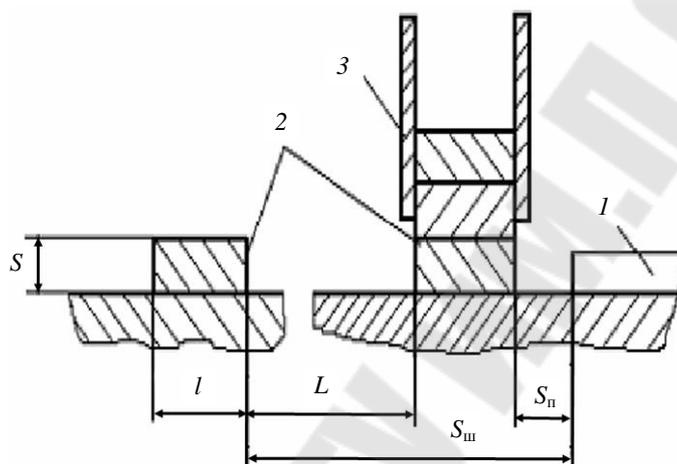


Рис. 16. Подача деталей шибером: 1 – шибер; 2 – деталь; 3 – магазин

Основной особенностью питателей является перемещение деталей в этих механизмах под действием внешней силы. Для стабильности перемещения детали без потери ориентации ограничивают ускорение разгона и торможения. Ускорение при разгоне выбирают, исходя из максимально допустимой силы, которая может воздействовать на поверхность детали без повреждения последней, и силы, с которой деталь может взаимодействовать с элементами конструкции без создания недопустимых вибраций и деформаций: $a_d \leq F_d / m_d$, где F_d – допустимая сила взаимодействия детали с элементами питателя; m_d – масса перемещаемой детали. Обычно рекомендуют: $a \leq (2-3)g$.

Для исключения выбросов деталей питателем сила N , с которой деталь прижимается к подвижному элементу питателя, должна быть больше наибольшей инерционной силы, возникающей при движении детали и отрывающей деталь от подвижного элемента питателя: $N = a'_d \cdot m_d$, где a'_d – наибольшая величина отрицательного ускорения детали, создающего отрывающую инерционную силу. Для схемы, показанной на рис. 17, $a: a'_d \cdot m_d \leq F_{тр} = G_d \cdot f_c$.

2. Суммарное воздействие сил на деталь при ее перемещении питателем не должно вызывать изменение ориентации детали. В этом случае со стороны шибера питателя на деталь действует сила F , приложенная выше центра тяжести детали на величину h . Деталь опирается торцом на базовую поверхность, и под действием веса детали G_d возникает сила трения $F_{тр}$. Движение детали возможно при $F \geq F_{тр} = G_d \cdot f_c$. Для устранения отрыва детали от шибера ускорение замедления последнего должно быть: $a'_d \leq F_{тр} / m_d = G_d \cdot f_c / m_d$.

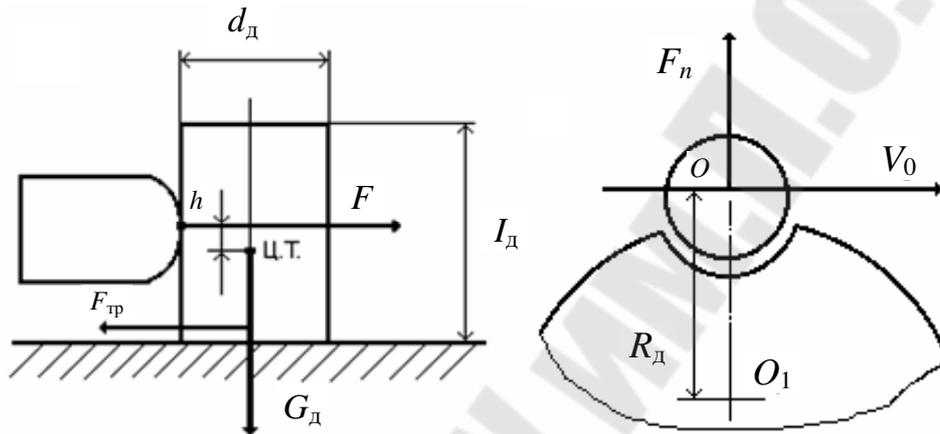


Рис. 17. Расчетная схема питателя

При больших значениях a'_d необходимо ввести принудительный прижим детали к шиберу. Усилие со стороны шибера F создает опрокидывающий момент:

$$M_{\text{опр}} = F_{\text{тр}} \cdot (0,5 \cdot l + h).$$

Опрокидыванию детали препятствует сила ее веса. Движение детали без потери ориентации (опрокидывания) возможно, если

$$F_{\text{тр}} \cdot (0,5 \cdot l + h) \leq 0,5 \cdot G_d \cdot d_d.$$

Для сообщения периодических движений в отделителях широко используют пневмоприводы.

3. Усилие на штоке у поршневых пневмоприводов:

– для приводов двойного действия:

$$P = \pi \cdot D^2 \cdot p \cdot \eta / 4;$$

– для поршневого привода простого действия:

$$P = \pi \cdot D^2 \cdot p \cdot \eta / 4 - P_1,$$

где D – диаметр поршня, см; p – давление сжатого воздуха, МПа; η – КПД привода ($\eta = 0,85$); P_1 – сопротивление пружины.

Усилие на штоке диафрагменных (камерных) приводов:

– двойного действия: $P = 0,26 \cdot (D^2 + D \cdot d + d^2) \cdot p$;

– простого действия: $P = 0,26 \cdot (D^2 + D \cdot d + d^2) \cdot p - P_1$,

где D – диаметр полости диафрагменной камеры, см; d – диаметр фланца штока, см; p – давление воздуха ($p = 0,4$ МПа); P_1 – сопротивление пружины, Н.

Выражение $(D^2 + D \cdot d + d^2)$ является формулой для расчета активной площади диафрагмы.

4. *Время срабатывания пневмопривода, с:*

$$t = 22,8 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\varepsilon \cdot L}{\beta^2 \cdot \sqrt{\varepsilon^{1,43} - \varepsilon^{1,715}}}; \quad t' = 84,4 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\varepsilon \cdot L}{\beta^2},$$

где $\varepsilon = \frac{P_{\text{п}}}{p \cdot F \cdot \beta_1}$.

Здесь $P_{\text{п}}$ – приведенная сила на штоке в начале движения, Н; F – площадь поршня, см²; β_1 – коэффициент, учитывающий трение между поршнем и цилиндром ($\beta_1 = 0,92$); L – ход поршня, см; $\beta = d / D$ – отношение диаметра трубопровода к диаметру цилиндра; p – давление воздуха; t применяют при $\varepsilon > 0,528$, t' – при $\varepsilon < 0,528$.

5. *Внутренний диаметр трубопроводов:*

– для поршневых приводов, см:

$$d = D \cdot \sqrt{\frac{\lambda}{v \cdot t}};$$

– для диафрагменных приводов, см:

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{(D_1^2 + D_1 \cdot d + d^2)}{12 \cdot v \cdot t}},$$

где v – скорость воздуха в трубопроводе (1000–1500 см/с); t – время, в течение которого требуемый объем воздуха на одно включение проходит по трубопроводу данного сечения.

При движении детали в круговом питателе усилие, отбрасывающее деталь (рис. 17, б):

$$N' = m_{\text{д}} \cdot V_0^2 / R_0.$$

При этом усилие захвата детали N должно быть больше усилия N' .

В заключение расчета питателя необходимо проверить, не ограничивает ли он производительность РТК при выбранных параметрах:

$$Q_a \leq Q_{\text{п}} = 1/t_{\text{ц}} = v_{\text{ср}} / s_{\text{д}},$$

где $v_{\text{ср}}$ – средняя скорость перемещения детали питателем; $s_{\text{д}}$ – расстояние, на которое перемещается деталь питателем.

В зависимости от способа удержания изделий в ориентированном положении при отделении и перемещении шибера могут иметь элементы удержания механического, вакуумного или электромагнитного типов. Шиберные отделители обладают высокой производительностью. Число ходов шибера, снабженного пневмоприводом, при перемещении изделий на расстояние 100–150 мм может быть до 60 ход/мин, поэтому запас производительности может быть использован для питания нескольких роботов.

Конструктивное исполнение отделителей револьверного типа зависит от многих конструктивных и технологических факторов. Диски должны быть жесткими, сохраняющими в работе первоначальные размеры и в то же время максимально облегченными для уменьшения инерционности масс. Диски могут быть специальными, предназначенными для одного изделия, и со сменными трафаретами.

Расчетная схема рабочего диска показана на рис. 18.

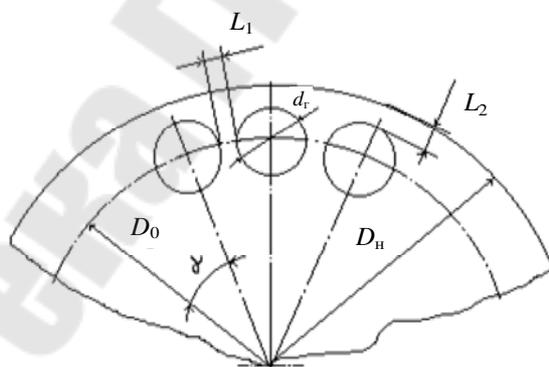


Рис. 18. Расчетная схема рабочего диска

Диаметр окружности центров гнезд:

$$D_0 = \frac{d_r + L_1}{\sin \frac{\gamma}{2}},$$

где d_r – диаметр гнезда, мм; L_1 – ширина перемычки между гнездами по окружности центров гнезд, мм; γ – угол поворота за один цикл, град.

Ширина перемычки между гнездом и наружной (торцовой) поверхностью $L_2 = L_1$. Размеры гнезда определяются номинальными размерами и допусками изделия. При окончательной фиксации величина одностороннего зазора должна быть не более половины допуска на размер изделия. Ширину перемычки L_1 по окружности центров гнезд принимают: для круглых изделий $L_1 = (0,1-0,3)d$; для прямоугольных $L_1 = (0,4-0,5)b$.

Окружная скорость рабочего диска:

$$v = \frac{6 \cdot \pi \cdot D_0 \cdot n}{z} \leq 800-1000 \text{ мм/с,}$$

где n – частота вращения диска; z – число гнезд.

Толщина рабочего диска:

$$s = (0,8-0,9) \cdot S,$$

где s – толщина диска; S – толщина изделия.

Угол поворота диска $\gamma = 360 / z$.

Точность позиционирования зависит от типа привода и составляет 0,2–0,5 мм.

Контрольные вопросы к заданию 5

1. Назначение питателей и их виды.
2. Методика расчета питателей.
3. Какие элементы включают в себя питатели?
4. Методика расчета параметров рабочего диска.

Варианты заданий приведены в табл. 6.

Таблица 6

Исходные данные к заданию 5

№ п/п	Q_a , шт./мин	G , Н	S_d , мм	h , мм	D , мм	l , мм	n	Тип пневмо-двигателя	Материал детали
1	15	20	50	25	30	50	15	Поршневой	Сталь 40
2	20	30	60	30	34	60	20	Камерный	Сталь 45
3	10	40	40	35	38	70	15	Поршневой	Сталь 50
4	12	50	30	40	40	80	20	Камерный	БрОЦ 4-3
5	14	60	50	45	44	50	15	Поршневой	АЛ-19
6	22	20	60	50	48	60	20	Камерный	АД-1
7	11	30	40	25	50	70	15	Поршневой	АД-3
8	15	40	30	30	54	80	20	Камерный	СЧ36
9	20	50	50	35	58	50	15	Поршневой	СЧ20
10	10	60	60	40	60	60	20	Камерный	38ХЗСНА

№ п/п	$Q_{ас}$ шт./мин	G , Н	$S_{д}$, мм	h , мм	D , мм	l , мм	n	Тип пневмо-двигателя	Материал детали
11	12	20	40	45	30	70	15	Поршневой	ХН45МВ
12	14	30	30	50	34	80	20	Камерный	ХН50ВМ
13	22	40	50	25	38	50	15	Поршневой	ХН55ВМ
14	11	50	60	30	40	60	20	Камерный	БрОЦ4-3
15	15	60	40	35	44	70	15	Поршневой	БрОС8-12
16	20	20	30	40	48	80	20	Камерный	МА-1
17	10	30	50	45	50	50	15	Поршневой	МА-5
18	12	40	60	50	54	60	20	Камерный	МА-10
19	14	50	40	25	58	70	15	Поршневой	МЛ-5
20	22	60	30	30	60	80	20	Камерный	МА-1
21	11	20	50	35	30	50	15	Поршневой	СЧ22
22	15	30	60	40	34	60	20	Камерный	Д1
23	20	40	40	45	38	70	15	Поршневой	Д19
24	10	50	30	50	40	80	20	Камерный	Сталь 45Х
25	12	60	50	25	44	50	15	Поршневой	Сталь 50ХВ
26	14	20	60	30	48	60	20	Камерный	Сталь 55ХН
27	22	30	40	35	50	70	15	Поршневой	ХВГ

ЗАДАНИЕ 6

Определить требуемый момент электродвигателя привода транспортера, если задано: масса перемещаемого груза ($M_{гр}$), шаг ($l_{ш}$), путь выбега ($l_{в}$).

Транспортные системы являются одним из основных элементов автоматизированного производства в любой отрасли промышленности. В РТК помимо основных функций – перемещения изделий и заготовок – транспортные системы могут изменять ориентацию, производить накопление и адресование изделий. Основная задача транспортных систем РТК состоит в загрузке-выгрузке ПР изделиями, поступающими из магазинов, складов, соседних ПР, расположенных за рабочей зоной РТК.

К транспортным средствам, работающим в составе РТК, предъявляются следующие дополнительные требования: высокая точность позиционирования и строгая ориентация перемещаемых изделий в установленных точках; простота конструкции и эксплуатации; высокое быстродействие; надежность в работе, автоматизированная переналадка в течение малого времени; логическая и аппаратная совместимость с устройствами управления; возможность централизованного

контроля состояния транспортных средств; малая энергоемкость и высокий коэффициент полезного действия.

В качестве транспортных средств наибольшее распространение получили конвейеры (транспортёры), которые классифицируются по следующим признакам: природа сил, перемещающих изделия; вид движения; положение несущего органа в пространстве; характер связи между изделием и несущим органом; назначение.

В зависимости от природы сил, перемещающих изделие, конвейеры делятся на механические, пневматические, электромагнитные, вибрационные, гравитационные (самотечные). Иногда встречаются и комбинированные типы конвейеров.

По виду перемещения конвейеры делятся на две группы: непрерывные и дискретные. В свою очередь дискретные конвейеры могут быть с постоянным и переменным ритмом, который задается от промышленного робота или технологической машины. По положению несущего органа в пространстве конвейеры могут быть горизонтальными, вертикальными, наклонными и смешанными. Схемы конвейеров могут быть замкнутыми и разомкнутыми.

Связь между изделием и несущим органом конвейера может быть жесткой или гибкой. Жесткая связь исключает потерю ориентации изделий за счет механических элементов, ограничивающих перемещение изделий относительно несущего органа (штанговые, грейферные и др.). Гибкая связь определяется силами трения.

В *механических конвейерах* в качестве силы, перемещающей изделия из одной точки пространства в другую, используется сила трения между изделием и рабочим органом или усилие, создаваемое упором рабочего органа на перемещаемый груз. По конструктивному признаку механические конвейеры можно разделить на две группы: с гибким тяговым органом и без него. Первая группа включает ленточные, пластинчатые, ковшовые, скребковые конвейеры. Вторая группа – винтовые, роликовые, шаговые конвейеры различных типов.

Для питания ПР широкое применение находят шаговые транспортёры (рис. 19), осуществляющие перемещение каждого изделия на шаг. Наиболее представительной является группа штанговых шаговых транспортёров. На рис. 19, *а* показан штанговый транспортёр с подпружиненной собачкой, состоящий из штанги, получающей возвратно-поступательное движение от привода, собачки 2, несущей плоскости 3. При движении штанги вперед (вправо) собачки 2 захватывают изделия 4 и перемещают их по несущей плоскости 3. В мо-

мент возврата штанги в исходное положение подпружиненные собачки проходят под изделием.

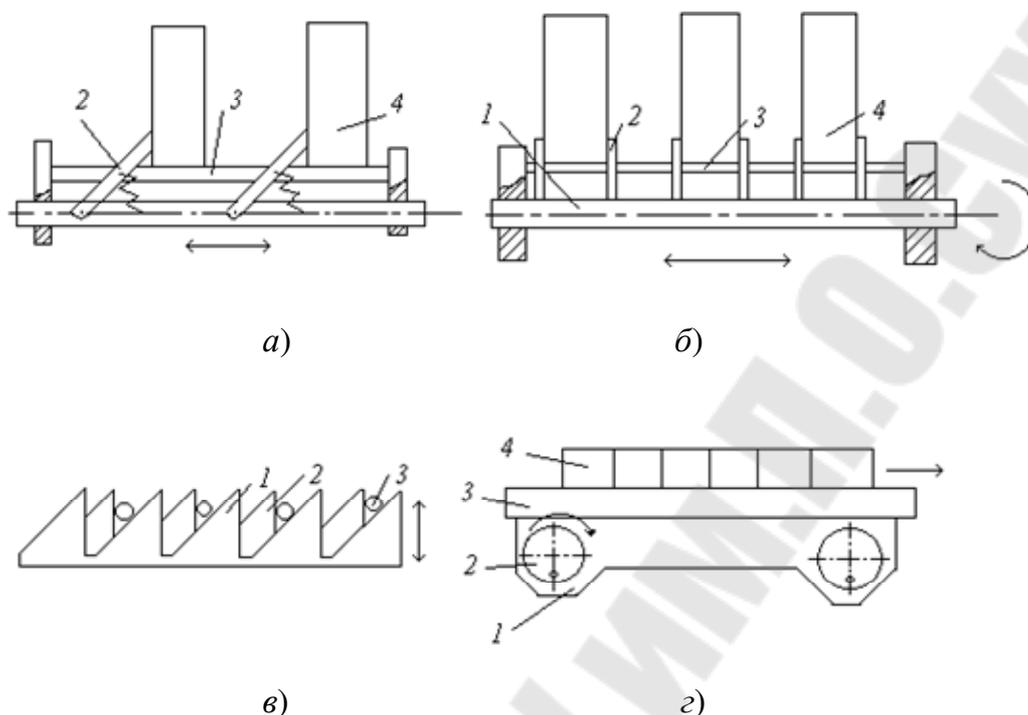


Рис. 19. Шаговые транспортеры

С целью исключения проскакивания изделиями фиксированного положения скорость штанги в конце хода замедляется при помощи фиксирующих устройств.

Преимуществом шагового штангового транспортера с собачкой является простота конструкции, а недостатком – ограниченная скорость перемещения изделий. Для обеспечения более высокой скорости позиционирования применяют штанговые транспортеры с жесткой связью между рабочим органом и изделием (рис. 19, б). Перемещение стержневых изделий часто осуществляется с помощью пластинчатых конвейеров одинарного или двойного действия (рис. 19, в), либо конвейеров перекладчиков (рис. 19, з).

Среднюю скорость рабочих органов штанговых транспортеров принимают равной не более 0,1 м/с с учетом разгона и остановки, а максимальную скорость не более 0,17 м/с.

Усилие P_t передвижения груза складывается из статической и динамической составляющих. Статическое усилие в зависимости от вида опорных элементов перемещаемого груза:

$$P_{ст.т} = \sum m_{тр} \cdot g \cdot \mu,$$

где $\Sigma m_{\text{тр}}$ – суммарная масса перемещаемых грузов; g – ускорение силы тяжести; μ – коэффициент сопротивления.

Динамическое усилие:

$$P_{\text{д.т}} = \Sigma m_{\text{тр}} \cdot a_{\text{р}},$$

где $a_{\text{р}}$ – ускорение при разгоне: $a_{\text{р}} = V^2 / 2 \cdot c \cdot l_{\text{ш}}$, где $c = 0,15-0,2$ – отношение пути разгона к полному шагу одного цикла, равному $l_{\text{ш}}$.

Замедление груза в период выбега: $a_{\text{в}} = P_{\text{ст.т}} / \Sigma m_{\text{тр}}$, путь выбега: $l_{\text{в}} = V^2 / 2 \cdot g \cdot \mu$. Допустимое значение $l_{\text{в}}$ определяется технологическими требованиями к точности остановки груза.

Общее тяговое усилие с учетом привода:

$$P_0 = P_{\text{ст.т}} + a_{\text{р}} \cdot (\Sigma m + 5,3 \cdot k \cdot I_0 \cdot \eta_0 \cdot U_0 \cdot U_0^2 / D_0^2),$$

где Σm – масса движущихся частей конвейера и груза; 5,3 – коэффициент, учитывающий неравномерность ускорений в период разгона; $k = 1,1-1,15$ – коэффициент, учитывающий массу редуктора; I_0 – момент инерции ротора и муфты; η_0 – КПД привода; U_0 – передаточное число редуктора; D_0 – диаметр приводного органа.

Значение тягового усилия используют для нахождения требуемого момента электродвигателя: $M_{\text{max}} = P_0 \cdot D_0 / (2 \cdot U_0 \cdot \eta_0)$.

Тактовые столы представляют собой, как правило, разновидность пластинчатых замкнутых конвейеров, в которых точность позиционирования изделия обеспечивается жесткими упорами, фиксаторами, возвратно-поступательными механизмами. Для обеспечения точности позиционирования изделий на тактовом столе применяют элементы, обеспечивающие точное геометрическое замыкание, или создают силы трения, надежно удерживающие детали при максимальных ускорениях стола.

Для надежной фиксации заготовок без геометрического замыкания должно выполняться условие: $|a_{\text{в}}| \leq \mu \cdot m \cdot g$.

Контрольные вопросы к заданию 6

1. Требования, предъявляемые к транспортным системам.
2. Виды конвейеров.
3. Методика расчета момента электродвигателя привода транспортера.
4. Отличительные особенности шаговых транспортеров.

Варианты заданий приведены в табл. 7.

Таблица 7

Исходные данные к заданию 6

№ п/п	$M_{гр}, кг$	$l_{ш}, мм$	$l_{в}, мм$	№ п/п	$M_{гр}, кг$	$l_{ш}, мм$	$l_{в}, мм$
1	20	50	200	15	20	50	200
2	22	60	300	16	22	60	300
3	24	70	400	17	24	70	400
4	26	80	200	18	26	80	200
5	28	50	300	19	28	50	300
6	30	60	400	20	30	60	400
7	20	70	200	21	20	70	200
8	22	80	300	22	22	80	300
9	24	50	400	23	24	50	400
10	26	60	200	24	26	60	200
11	28	70	300	25	28	70	300
12	30	80	400	26	30	80	400
13	20	50	200	27	20	50	200
14	22	60	300	28	22	60	300

ЗАДАНИЕ 7

Определить основные параметры вибрационного загрузочного устройства со спиральным лотком и тремя электромагнитами в приводе с плоской подвеской, если задано: 1) параметры детали (размеры); 2) цикловая производительность $Q_{ц}$, шт./мин; 3) режим работы вибрационного загрузочного устройства; 4) принцип ориентации деталей в бункере вибрационного загрузочного устройства.

Вибрационные транспортные устройства относительно просты по конструкции, легко встраиваются в системы управления РТК, не требуют каких-либо механических связей, допускают перемещение малых по массе и хрупких изделий. Кроме того, вибротранспортеры позволяют осуществлять многократное ориентирование заготовок как круглых, так и плоских, загрузку и выгрузку в любой точке грузонесущего органа.

Принцип работы вибротранспортеров (рис. 20) заключается в том, что сложное колебательное движение транспортера передается заготовкам, которые при определенных условиях начинают скользить по транспортеру под воздействием сил инерции. Если деталь 3 поместить на платформу 2, которая укреплена на упругих пружинах 1 и может колебаться при периодической подаче тока в электромагнит возбуждения 4, то на деталь будут действовать вес G_d , сила трения F_T детали о платформу и инерционная сила I , которая определяется мас-

сой детали m и ускорением ее движения a_d . При колебаниях платформы во время ее хода влево деталь будет неподвижна относительно платформы только в том случае, когда вертикальное и горизонтальное ускорения движения последней меньше ускорений, которые могут быть обеспечены силами G_d и F_T . В противном случае деталь будет либо отрываться от платформы, либо проскальзывать относительно нее, что приведет к перемещению детали относительно платформы. При движении вправо платформа воздействует на деталь. Если при этом возникает инерционная сила I , составляющие которой I_x и I_y превысят силы F_T и G_d соответственно, то вновь возникнет взаимное перемещение платформы и детали за счет подбрасывания или проскальзывания последней.

Величина перемещения детали за период колебаний платформы определяется амплитудой колебаний и ускорениями колебаний. При непрерывном колебании платформы деталь будет двигаться в одном определенном направлении периодическими толчками. В силу малой величины и большой частоты последних движение будет восприниматься как непрерывное. Возбуждение колебаний платформы чаще всего осуществляется электромагнитом, однако могут применяться и другие типы приводов (гидравлический, механический, пневматический).

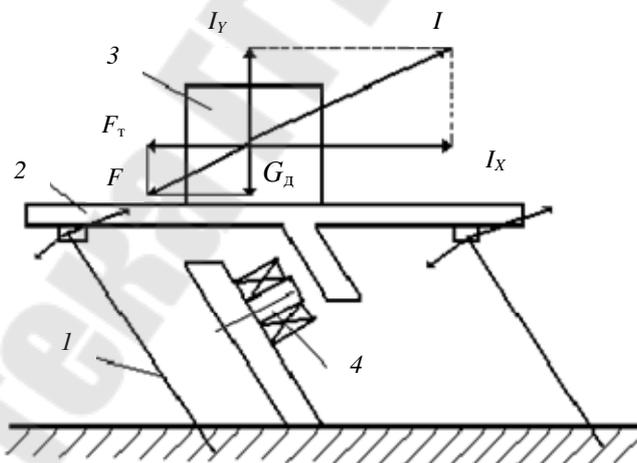


Рис. 20. Схема действия вибрационного транспортера

В вибротранспортерах различают несколько режимов работы: одностороннее проскальзывание вперед без подбрасывания; двухстороннее движение без подбрасывания; одностороннее проскальзывание заготовок с подбрасыванием. Выбор режима транспортирования определяется технологическими требованиями и конструктивными особенностями перемещаемых заготовок и транспортеров.

Основные преимущества вибротранспортеров: заготовки движутся только под действием сил инерции; равномерная и регулируемая скорость движения; движение заготовок по транспортеру не зависит от их массы.

На рис. 21 показана принципиальная схема ВЗУ со спиральным лотком. В таких ВЗУ используется три или один электромагнит. При использовании одного электромагнита вибратор устанавливается в середине основания, он сообщает бункеру вертикальные колебания. ВЗУ со спиральным лотком состоит из бункера 1, основания бункера 2, трех кронштейнов с якорями 3, трех электромагнитных вибраторов 4, закрепленных на кронштейнах 5, трех подвесок-пружин 6, которые прикреплены к кронштейнам с якорями 3 и кронштейнам 7. Кронштейны 5 с электромагнитными вибраторами и кронштейны 7, установлены на массивном основании 8. Для того, чтобы вибрация не передавалась на соседнее оборудование, ВЗУ установлено на резиновых амортизаторах 9. Подвески 6 выполнены из набора плоских пружин. Зазор между якорем и электромагнитом вибратора изменяют перемещением кронштейна 5 относительно основания 8. Питание электромагнитов вибратора осуществляется от однополупериодного выпрямителя. Частота колебаний спирального лотка – 3000 колебаний в минуту.

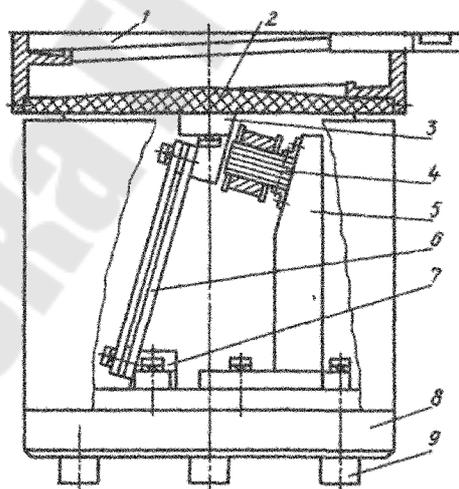


Рис. 21. Принципиальная схема ВЗУ со спиральным лотком

Методика проектирования ВБУ

Фактическая производительность ВБУ определяется по формуле, шт./мин:

$$Q_{\phi} = k \cdot Q_{ц},$$

где $Q_{ц}$ – производительность обслуживаемого станка, шт./мин; k – коэффициент роста производительности станка: $k = 1,3$.

Требуемая скорость перемещения заготовок по лотку вибрационного загрузочного устройства, м/мин:

$$V = \frac{Q_{\phi} \cdot d}{k_3 \cdot k_{op}},$$

где d – размер заготовки в направлении ориентации (диаметр или длина), м; k_3 – коэффициент эксплуатационного запаса технологической производительности: $k_3 = 0,8$; k_{op} – коэффициент выдачи ориентированных заготовок: $k_{op} = 0,3-0,5$.

Размеры чаши бункера определяются в зависимости от габаритных размеров заготовок и выбранного способа их ориентации (рис. 22):

– диаметр чаши бункера, мм: $D = (10-20) \cdot d_3$;

– шаг спирали лотка, мм: $t = (1,4-1,7) \cdot l_3 + m$, где $m = 20-30$ мм;

– ширина лотка до буртика, мм: $B' = d + 2$;

– ширина лотка с буртиком, мм: $B = B' + 5$;

– высота чаши бункера, мм: $H = (0,2-0,4) \cdot D$;

– угол подъема лотка бункера, град: $\text{tg}\theta = \frac{t}{\pi \cdot D}$.

Требуемая скорость перемещения заготовок с учетом угла подъема лотка, м/мин:

$$V_1 = V \cdot K,$$

где K – коэффициент, учитывающий уменьшение скорости заготовки: $K = 1,1-1,3$.

Угол наклона подвесов, исходя из обеспечения необходимой скорости перемещения заготовок по лотку, определяется по следующей формуле:

$$\text{tg}\alpha = \frac{0,35 \cdot g \cdot n}{f \cdot V_1},$$

где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; n – количество подвесок (принимается $n = 1$); f – частота питающего тока: $f = 50$ Гц.

Амплитуда колебания лотка:

$$X = \frac{g \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot n^2 + 1}}{\omega^2 \cdot \text{tg}\alpha},$$

где $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$.

Вес колеблющихся частей и загруженных в бункер деталей, кг:

$$G = G_6 + G_d,$$

где G_6 – вес чаши бункера; G_d – вес загруженных деталей в бункер.

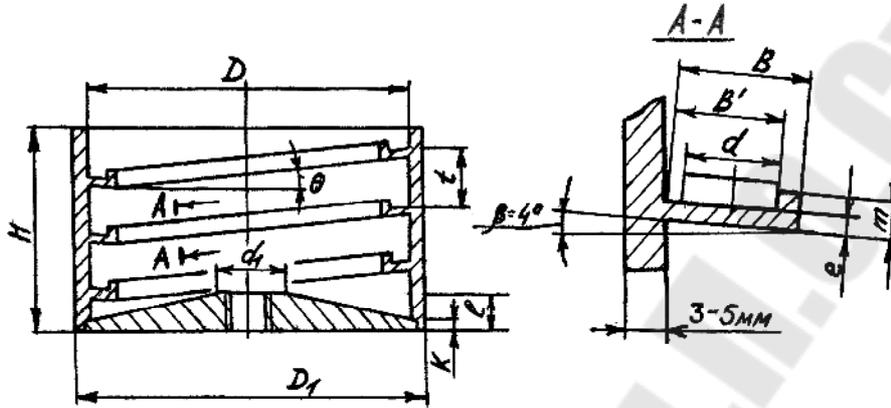


Рис. 22. Чаша бункера вибрационного загрузочного устройства

Разбивая чашу бункера на простые элементы и приняв конструктивно элементы платформы: $d_1 = 40-50$ мм, $m = 20-30$ мм, $K = 10-20$ мм, $l = 20-25$ мм, $e = 5-10$ мм, определим вес чаши бункера при условии, что он выполнен из стали конструкционной ($\rho = 7,8 \cdot 10^{-3}$ г/см³):

$$G_6 = G_{\Pi} + G_c + G_{\text{л}},$$

где G_6 , G_c , $G_{\text{л}}$ – вес платформы чаши, вес стенок бункера, вес спирального лотка соответственно.

Определим вес каждой части по следующим формулам:

$$G_{\Pi} = \frac{\rho \cdot \pi}{1000} \cdot \left(\frac{D^2 \cdot K}{4} + \frac{1-K}{12} \cdot (D^2 + D \cdot d_1 + d_1^2) - \frac{m^2 \cdot l}{4} \right);$$

$$G_c = \frac{\rho \cdot \pi \cdot H}{4 \cdot 1000} \cdot (D_1^2 - D^2);$$

$$G_{\text{л}} = \frac{\rho \cdot \pi}{4 \cdot 1000} \cdot (D^2 - (D - 2B)^2) \cdot n \cdot e + \\ + \frac{\rho \cdot \pi}{4 \cdot 1000} \cdot ((D - 2 \cdot B)^2 - (D - 2 \cdot B')^2) \cdot n \cdot (m - e),$$

где n – количество спиралей лотка: $n = H / t$.

Емкость чаши бункера должна обеспечить непрерывную работу бункера в течение $T = 20$ мин, тогда количество деталей, необходимых для этого: $n_1 = Q_{\text{ц}} \cdot T$.

Тогда вес деталей в бункере:

$$G_{\text{д}} = \frac{\rho \cdot \pi \cdot l_3 \cdot d_3 \cdot n_1}{4 \cdot 1000}.$$

Общий вес колеблющихся частей:

$$G = G_{\text{п}} + G_{\text{с}} + G_{\text{л}} + G_{\text{д}}.$$

Определяем *параметры пружин подвесок* (рис. 23). Конструктивно подвески могут быть выполнены круглыми или плоскими. Число подвесок обычно равно $z = 3$. Число пружин в подвеске $i = 1$.

Длину и ширину плоских пружин выбирают конструктивно (длина $l = 200\text{--}250$ мм, ширина $b = 30\text{--}50$ мм), а толщина определяется по формуле

$$a = \frac{1}{372} \cdot \sqrt[3]{\frac{G \cdot 1,1 \cdot f^2}{z \cdot i \cdot b}}.$$

При круглых пружинах длиной задаются конструктивно (длина $l = 150\text{--}200$ мм), а диаметр определяется по формуле

$$d = 0,013 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot l^3 \cdot f^2}{z \cdot i}}.$$



Рис. 23. Расчетная схема пружин для ВБУ

Максимальное напряжение изгиба пружин при амплитуде колебаний лотка определяется по формуле соответственно для плоских и круглых подвесок:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{3 \cdot E \cdot a \cdot X}{l^2 \cdot \cos \alpha} \leq [\sigma_{\text{изг}}];$$

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{3 \cdot E \cdot d \cdot X}{l^2 \cdot \cos \alpha} \leq [\sigma_{\text{изг}}],$$

где $E = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости; $[\sigma_{\text{изг}}]$ – допускаемое напряжение изгиба пружин (для пружин из стали 65Г $[\sigma_{\text{изг}}] = 70$ МПа).

Усилие электромагнита привода ВЗУ со спиральным лотком, установленного у каждой подвески перпендикулярно ее плоскости:

– при плоских подвесках: $P = \frac{X \cdot E \cdot b \cdot a^3 \cdot i \cdot z}{l^3 \cdot 5,76 \cdot \sin \alpha};$

– при круглых подвесках: $P = \frac{X \cdot E \cdot d^4 \cdot i \cdot z}{l^3 \cdot 5,76 \cdot \sin \alpha}.$

Усилие электромагнита в приводе ВЗУ со спиральным лотком, установленного в центре:

– при плоских подвесках: $P = \frac{X \cdot E \cdot b \cdot a^3 \cdot i}{l^3 \cdot 5,76};$

– при круглых подвесках: $P = \frac{X \cdot E \cdot d^4 \cdot i}{l^3 \cdot 5,76}.$

Усилие электромагнита в приводе ВЗУ с прямолинейным лотком, установленного перпендикулярно плоскости пружин:

$$P = \frac{X \cdot E \cdot b \cdot a^3 \cdot i \cdot z}{l^3 \cdot 5,76}.$$

Определение параметров электромагнитов приводим по табл. 8.

Таблица 8

Параметры электромагнитов

Номер электромагнита	$a_{\text{э}}, \text{мм}$	$m_{\text{э}}, \text{мм}$	$P, \text{Н}$
1	10	10	0,5
9	10	16	0,5
14	16	16	0,8
26	16	20	0,8
31	20	20	0,9
32	20	25	6,0
38	20	25	0,9
76	32	32	2,6
85	32	40	2,7
86	32	40	4,8

Номер электромагнита	$a_э$, мм	$m_э$, мм	P , Н
104	40	40	2,0
105	40	40	2,8
106	40	40	3,5
108	40	40	7,5
115	40	50	1,9
117	40	50	3,6
119	40	50	7,6
127	40	64	2,4
128	40	64	3,3
129	40	64	4,6

Контрольные вопросы к заданию 7

1. Назначение и область применения вибрационного грузочного устройства.
 2. Виды вибрационных грузочных устройств.
 3. Принцип работы вибрационного грузочного устройства.
 4. Методика расчета вибрационного грузочного устройства.
 5. Принцип работы вибрационного транспортера.
- Варианты заданий приведены в табл. 9.

Таблица 9

Исходные данные к заданию 7

№ п/п	Q , шт./мин	$d_з$, мм	$l_з$, мм	№ п/п	Q , шт./мин	$d_з$, мм	$l_з$, мм
1	100	20	60	16	400	50	90
2	120	22	65	17	420	52	95
3	140	24	70	18	440	54	100
4	160	26	75	19	460	56	60
5	180	28	80	20	480	58	65
6	200	30	85	21	500	60	70
7	220	32	90	22	150	60	75
8	240	34	95	23	250	50	80
9	260	36	100	24	350	40	85
10	280	38	60	25	450	30	90
11	300	40	65	26	520	20	95
12	320	42	70	27	540	22	100
13	340	44	75	28	560	24	60
14	360	46	80	29	580	26	65
15	380	48	85	30	600	28	70

Примечания: 1. Режим работы вибрационного грузочного устройства: с проскальзыванием без подбрасывания.

2. Принцип ориентации деталей: упорядоченный.

Литература

1. Волчкевич, Л. И. Автоматы и автоматические линии / Л. И. Волчкевич, М. М. Кузнецов, Б. А. Усов ; под ред. Л. И. Волчкевича. – Москва : Высш. шк., 1976. – 472 с.
2. Кузнецов, М. М. Автоматизация производственных процессов / М. М. Кузнецов, Л. И. Волчкевич, Ю. П. Замчалов ; под ред. М. М. Кузнецова. – Москва : Машиностроение, 1978. – 352 с.
3. Проников, А. С. Металлорежущие станки и автоматы / А. С. Проников. – Москва : Машиностроение, 1981. – 479 с.
4. Козырев, Ю. Г. Промышленные роботы : справочник / Ю. Г. Козырев. – Москва : Машиностроение, 1983. – 376 с.
5. Терган, В. С. Основы автоматизации производства / В. С. Терган. – Москва : Машиностроение, 1982. – 272 с.
6. Корсаков, В. С. Автоматизация производственных процессов / В. С. Корсаков. – Москва : Высш. шк., 1978. – 294 с.

Содержание

Вспомогательное оборудование роботизированного технологического комплекса.....	3
Задание 1.....	5
Задание 2.....	10
Задание 3.....	15
Задание 4.....	22
Задание 5.....	25
Задание 6.....	31
Задание 7.....	35
Литература.....	43

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

Михайлов Михаил Иванович
Карпов Александр Александрович
Никитенко Дмитрий Владимирович

АВТОМАТИЗАЦИЯ СТАНКОИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Практикум
по одноименной дисциплине
для студентов специальности 1-36 01 03
«Технологическое оборудование
машиностроительного производства»
дневной формы обучения

Электронный аналог печатного издания

Редактор *Н. В. Гладкова*
Компьютерная верстка *М. В. Аникеенко*

Подписано в печать 29.03.10.

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

Ризография. Усл. печ. л. 2,79. Уч.-изд. л. 2,66.

Изд. № 156.

E-mail: ic@gstu.by

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0549424 от 08.04.2009 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.