



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Робототехника и мехатроника»

Учебное пособие

«Вспомогательное оборудование роботизированных технологических комплексов»

Автор

Ю.Б. Ивацевич,

Е.Б. Лаврентьев,

Д.А. Носенков

Ростов-на-Дону, 2010



Аннотация

В учебном пособии рассмотрены основные вопросы проектирования вспомогательного оборудования роботизированных технологических комплексов. Изложены особенности проектирования различных типов вспомогательного оборудования. Приведена методика расчета магазинов, кассет, автоматических бункерных загрузочно-ориентирующих устройств различных типов.

Предназначено для студентов вузов, обучающихся по специальностям 220402 «Роботы и робототехнические системы», 220301 «Автоматизация производственных процессов» и 150001 «Технология машиностроения».

Авторы

Ю.Б. Ивацевич, к.т.н., профессор
Е.Б. Лаврентьев, ст. преподаватель
Д.А. Носенков, к.т.н., доцент





Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.	4
КЛАССИФИКАЦИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО	5
ОБОРУДОВАНИЯ РОБОТИЗИРОВАННЫХ	5
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ	5
ТРАФАРЕТЫ. КАССЕТЫ. МАГАЗИНЫ.	10
МЕХАНИЗМЫ ПОШТУЧНОЙ ВЫДАЧИ ДЕТАЛЕЙ.....	18
ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ РТК.....	38
Транспортные роботы.....	72
Автоматические бункерные	76
Загрузочные устройства	76
Крючковые бункерные загрузочные устройства.	93
Шиберные бункерные загрузочные устройства.....	99
Вибрационные бункерные загрузочные устройства.	109



ВВЕДЕНИЕ.

Основным звеном современного гибкого автоматизированного производства является роботизированный технологический комплекс, который в общем случае включает в себя технологические машины, промышленные роботы и вспомогательное оборудование, объединенные общей системой управления. Создание робототехнологических комплексов (РТК) на базе роботов первого поколения невозможно без применения специального вспомогательного оборудования, предназначенного для питания промышленных роботов ориентированными изделиями или материалами.

К вспомогательному оборудованию предъявляются следующие требования: надежность, возможность переналадки на детали другого типоразмера, удобство загрузки, совмещение рабочих циклов с холостыми ходами промышленного робота с целью сокращения общего времени цикла.

Состав вспомогательного оборудования должен обеспечить реализацию и расширение технологических возможностей РТК, а также оптимально по минимуму затрат и по максимальной производительности обслужить заданную номенклатуру деталей.

В настоящее время разработаны и применяются многие типы вспомогательного оборудования, используемого как в робототехнологических комплексах механической обработки, так и в комплексах для роботизированной сборки. В качестве вспомогательного оборудования могут применяться конвейеры и магазины различных типов, кассеты и трафареты с устройствами их автоматической замены, автоматические бункерные загрузочные устройства.

Каждый из типов вспомогательного оборудования имеет свои области применения, особенности при проектировании. Вспомогательное оборудование является одной из важнейших составляющих общей структуры роботизированных технологических комплексов, правильно выбранное и спроектированное оборудование во многом определяет надежность и безотказность работы комплекса в целом.



КЛАССИФИКАЦИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ РОБОТИЗИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ

Для реализации технологических операций на основном оборудовании РТК необходимо выполнить определенные действия, каждое из которых называется вспомогательным переходом – законченной частью технологической операции, которая не сопровождается изменением свойств предмета обработки, но необходима для выполнения технологического перехода.

К типовым вспомогательным переходам можно отнести следующие:

- 1) загрузку – перевод предмета обработки из хаотического положения в пространстве в требуемое;
- 2) питание – доставку предмета обработки в требуемое положение на рабочую позицию;
- 3) фиксацию – наложение на предмет обработки удерживающих связей в соответствии с требованиями технологического перехода;
- 4) расфиксацию – снятие удерживающих связей с предмета обработки, наложенных до технологического перехода;
- 5) удаление предмета обработки с рабочей позиции.

Основное назначение вспомогательного оборудования – автоматическая загрузка РТК заготовками или собираемыми компонентами, то есть питание промышленных роботов ориентированными изделиями или заготовками, транспортирование ориентированных изделий между позициями РТК. Состав вспомогательного оборудования РТК должен обеспечить реализацию и расширение его технологических возможностей, а также оптимально по минимуму затрат и по максимальной производительности обслужить заданную номенклатуру деталей.

Выбор класса вспомогательного оборудования, входящего в состав РТК, зависит от конструктивно-технологической характеристики деталей, их формы, наличия установочных баз или устойчивых положений, осей и плоскостей симметрии, технологической специфики изделий, например, от вида технологического процесса и операции, положения деталей на позиции обработки или сборки, вида фиксации; от организационных факторов, т.е. от планируемого периода производства изделий, формы организации производства; эксплуатационных факторов, например, от пе-



риодичности запусков, суммарной трудоемкости создания вспомогательного оборудования.

В состав вспомогательного оборудования могут входить автоматические загрузочные устройства; устройства базирования и относительного ориентирования; устройства контроля; сборочные механизмы; транспортные устройства и системы. Все узлы вспомогательного оборудования в зависимости от выполняемых функций можно разделить на пять групп: средства первичного ориентирования и создания однослойного потока деталей, автоматического транспортирования, накопления, выдачи на позицию захвата ПР, контроля. Ряд узлов может выполнять не одну, а несколько функций. Вышеуказанные группы в зависимости от технологических признаков можно подразделить на классы. Так, например, накопители могут быть подразделены на магазины различных конструкций, кассеты, трафареты и т.п.

Общая проблема оснащения РТК должна рассматриваться как совокупность взаимосвязанных задач, включающих проектирование, изготовление и эксплуатацию. Проектирование зачастую может быть заменено обоснованным выбором полностью или частично ранее спроектированного вспомогательного оборудования. Общая задача выбора вспомогательного оборудования может быть разбита на две задачи, решаемые последовательно: выбор системы вспомогательного оборудования, под которой в общем случае понимается организованная определенным образом совокупность типовых устройств ориентирования, транспортирования, накопления и поштучной выдачи, а также выбор устройств данной системы.

В общем виде процесс автоматической загрузки состоит из элементов: первичного и окончательного ориентирования компонентов; заполнения ими магазинов; перемещения и поштучного отделения компонентов; передачу их на позицию захвата. Правильный выбор рациональной конструкции загрузочного устройства во многом определяет производительность и надежность работы РТК.

По конструкции загрузочно-накопительные устройства (ЗНУ) делятся на бункерные, магазинные, с использованием программируемых средств и средств электромагнитного опознавания и ориентирования и др. (рис.1). Загрузочно-накопительные устройства выполняют, как правило, в виде самостоятельных механизмов, органически связанных с 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.



Рисунок 1. Классификация загрузочных устройств

В последнее время к ЗНУ в составе РТК предъявляются 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. Датчики Д1 и Д2 контролируют минимальное и максимальное заполнение лотков деталями. Информация от датчиков поступает в блок переработки информации (БПИ) и далее в систему управления (СУ) работой вспомогательного оборудования.

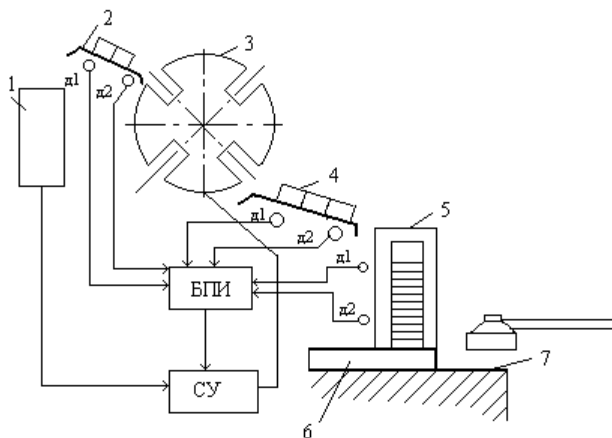


Рисунок 2. Схема обобщенного загрузочного устройства:

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

В настоящее время в промышленности применяются разнообразные устройства загрузки промышленных роботов, в которых используются различные принципы ориентирования и координирования деталей. В зависимости от степени автоматизации различают ручную, полуавтоматическую и автоматическую загрузку промышленных роботов.

При ручной загрузке для ориентирования и координирования изделия укладываются работником в трафарет или кассету, которые являются фиксирующим элементом. Полуавтоматическая загрузка производится с помощью магазинных загрузочных уст-



Робототехника и мехатроника

ройств, в которых ориентация изделий осуществляется вручную путем заполнения накопителя ориентированными изделиями или автоматически вне загрузочного устройства. Координирование и фиксирование изделий на позиции захвата осуществляется автоматически.

Автоматическую загрузку производят с помощью бункерных загрузочных устройств, конвейеров или транспортеров. Выбор конкретного способа загрузки определяется большим числом факторов к основным из которых относятся: геометрические и физические параметры загружаемых изделий, требуемая производительность, тип производства, желаемая степень автоматизации и т.п.



ТРАФАРЕТЫ. КАССЕТЫ. МАГАЗИНЫ.

Трафареты однозначно определяют координаты центра масс изделий и их угловое положение. Вид трафарета обычно определяется загружаемыми изделиями. Основными требованиями, предъявляемыми к трафаретам, являются предельные удобства загрузки изделий и однозначное их расположение в трафарете. Изделия 2 в трафарете 1 фиксируются сплошным контуром трафарета, повторяющим с определенной точностью контур изделия, или отдельными точками (плоскостями), установленными по контуру. Различают следующие виды трафаретов: охватывающие, охватываемые, комбинированные, с точечной фиксацией (рисунок 3).

Несмотря на низкий уровень автоматизации, этот вид загрузки находит применение в ряде технологических процессов. Трафареты обычно располагают на столах, предназначенных для ориентации в соответствии с заданным положением изделий на рабочей позиции вспомогательного оборудования и планируемой траекторией движения захвата ПР.

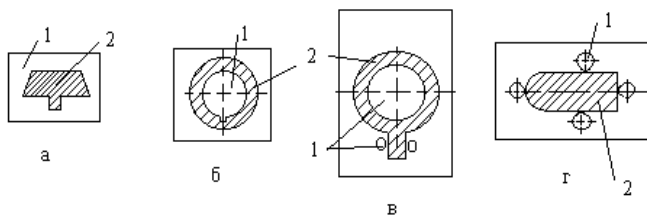


Рисунок 3. Типы трафаретов:

а - охватывающие; б - охватываемые; в - комбинированные; г - с точечной фиксацией

Для загрузки-разгрузки РТК перспективно использование *кассет*. В основу классификации кассет (рисунок 4) 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, клеммные; способ фиксации изделий - механический, вакуумный, струйный, магнитный, электромагнитный.

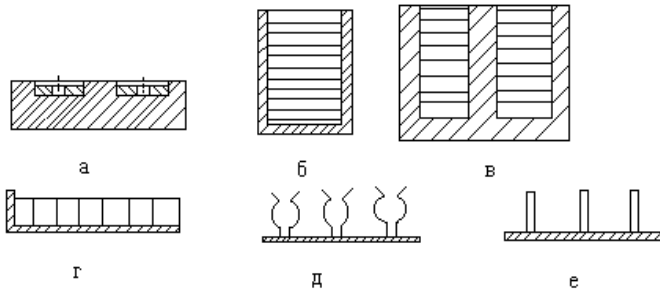


Рисунок 4. Типы кассет:

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

Конструктивные параметры кассет выбирают в зависимости от требований технологического процесса. Для равномерного расположения изделий чаще всего используют сетки: прямоугольные или квадратные, косоугольные, треугольные и другие. Число ячеек в сетке зависит от размеров кассеты и объекта, в особых случаях - от свойств ПР, числа шагов в программе и т.п.

Расчет числа ячеек у косоугольной сетки или числа объектов на кассете состоит из следующих этапов (рис. 5).

Конструктивно выбирают габаритные размеры кассеты А и В;

Определяют количество ячеек:

в направлении оси х в первом ряду:

$$M_1 = \frac{A - 2a - D}{D + l_{\min}} + 1;$$

в направлении х во втором ряду:

$$M_2 = \frac{A - 2a - D - Stg\alpha}{D + l_{\min}};$$

в направлении оси у:

$$N = \frac{B - 2b - D}{S} + 1.$$

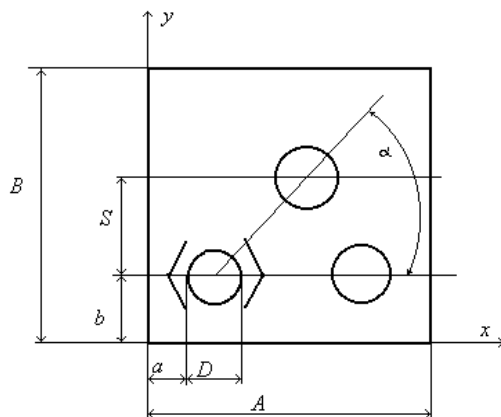


Рисунок 5. Расчетная схема кассеты

Если N четное число, то возможное число установок объектов на кассете

$$Q = \frac{N}{2} (M_1 + M_2)$$

где $l_{\min} = r - D/2 + \Delta$; r - радиус раскрытия захвата; Δ - максимальная неточность позиционирования захвата;

Уточняют остальные параметры кассеты по конструктивным соображениям, при этом габаритные размеры выбирают по ГОСТ 14861-86.

Для равномерного расположения изделий в кассете можно использовать квадратную, прямоугольную, треугольную форму кассеты.

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.

Технологические кассеты в качестве вкладышей в ящичную тару используют для межоперационного транспортирования и хранения в ориентированном положении заготовок, деталей и сборочных единиц мелких и средних размеров. Обычно трудоемкость загрузки кассет составляет 25-70% трудоемкости технологической операции. В настоящее время проводятся работы по



созданию специальных кассетирующих автоматов для групповой укладки сразу всех заготовок по числу гнезд кассеты. Для автоматизации операций группового кассетирования используют различные методы: кассетирование в магнитном поле, вибромеханические устройства, пневматические системы, групповые захваты.

Магазинные загрузочные устройства представляют собой комплекс функциональных механизмов, предназначенных для приемки изделий в ориентированном положении, хранения с расположением в один ряд и автоматической выдачей в зону захвата ПР.

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

В зависимости от способа расположения ряда изделий магазинные загрузочные устройства разделяются на вертикальные, горизонтальные и комбинированные. По числу накопителей магазинные загрузочные устройства можно разделить на однопозиционные и многопозиционные. Необходимость увеличения позиций вызвана потребностью сократить время обслуживания одного магазинного загрузочного устройства за счет увеличения общей емкости магазина. Кроме того, увеличение числа позиций необходимо для создания емких и компактных магазинов. Число позиций прежде всего зависит от размеров, массы изделий и времени обслуживания одной позиции магазина.

Многопозиционные магазины, в отличие от однопозиционных, снабжены дополнительным приводом, который обеспечивает подвод накопителей на позицию захвата по мере их выработки. Накопители многопозиционных магазинов могут располагаться по линейной или круговой схеме. При большом числе накопителей предпочтение отдается круговым схемам.

Шахтные магазины представляют большую группу магазинных загрузочных устройств, характерной особенностью которых



является расположение изделий, преимущественно плоских, в вертикальных шахтных накопителях с загрузкой и выгрузкой их сверху. В этих устройствах возможна загрузка тонких (менее 0,4 мм) и нежестких изделий. В зависимости от вида загружаемых изделий, требований к точности позиционирования изделий в рабочей зоне основного технологического оборудования и некоторых других производственных требований шахтные магазинные загрузочные устройства могут иметь различные конструктивные исполнения, отличающиеся типом привода, системой управления, числом и расположением шахтных накопителей.

Обобщенная схема магазинного накопителя показана на рисунке 6.

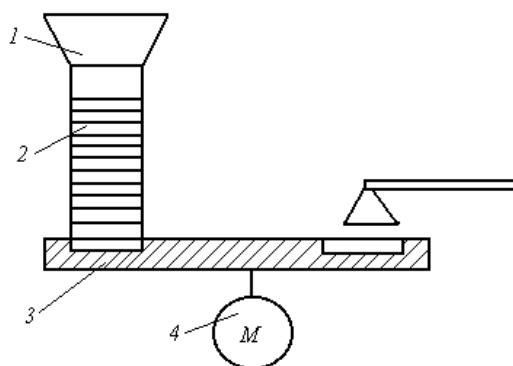


Рисунок 6. Структура конструктивных элементов магазина:
1 – приемник; 2 – накопитель; 3 – питатель; 4 – привод

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 базисные плоскости. При автоматической загрузке 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. 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.

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.

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

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

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

При движении детали по наклонной плоскости

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

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

Если деталь катится без проскальзывания, то $a_d = (g \sin \alpha) / \lambda$, 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

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

где μ – 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

$$t_3 = \sqrt{2S_d / [F_{вн} / M_{\Sigma} - \mu g]},$$

где S_d – путь, пройденный деталью при загрузке; $F_{вн}$ – внешняя сила, перемещающая деталь в магазине; M_{Σ} – сум-



марный 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 ($V_3 = 10 \dots 50$ 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

$$t_3 = 2\sqrt{S_d / a_3},$$

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

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.

Общую длину магазина, детали в котором находятся в ориентированном состоянии, находят из условия обеспечения требуемой емкости

$$L_m = I_d W + I_n \leq 500 \dots 2000 \text{ мм.}$$

где W – количество деталей в магазине; I_d – длина (диаметр) детали; I_n – нерабочий участок магазина.

В случае дискового магазина величина L_m равна длине окружности, на которой располагаются загружаемые детали. Зная величину L_m нетрудно определить диаметр диска и оценить его реальную применимость.

Для самопроизвольного движения деталей в магазине под действием веса необходимо, чтобы $\alpha > \arctg \mu$, где α - угол наклона магазина, μ - коэффициент трения детали о дно магазина.



Робототехника и мехатроника

При проектировании магазина необходимо проверить условие невозможности заклинивания изделий (расчет требуемого зазора между направляющими), а также правильно рассчитать отсека-
тель и питатель.



МЕХАНИЗМЫ ПОШТУЧНОЙ ВЫДАЧИ ДЕТАЛЕЙ.

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. Механизм поштучной выдачи соединен с питателем, образуя устройство, производящее ориентацию деталей во времени. Основным функциональным элементом механизма поштучной выдачи является отсекатель, 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 отсекателей зависят от формы, размеров, механических и других свойств изделий. В соответствии с назначением отсекатель должен быть достаточно прочным и жестким, форма и привод должны обеспечивать беспрепятственное введение отсекателя в поток деталей. Отсекатель может выполнять следующие движения: возвратно-поступательное, колебательное (возвратно-вращательное), вращательное, сложное (комбинированное).

Различают механизмы поштучного вывода простого и двойного действия. Механизм простого действия обеспечивает поштучную выдачу в один прием, а двойного – в два приема: отделение заготовки от общего потока и выдачу его в питатель. Функционирование механизмов двойного действия сводится к очередному перемещению двух штифтов (планок, кулачков), перекрывающих канал транспортирования заготовок. Расстояние между штифтами выбирают в зависимости от конфигурации заготовки и ее размеров. Расстояние между штифтами должно быть таким, чтобы обеспечить нахождение между ними одной заготовки.

Для расчета отсекателя на прочность и жесткость устанавливают усилие, с которым воздействуют на него задержанные детали. Сила, воздействующая на отсекатель (рисунок 7)

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

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

Сила F вызывает изгиб отсекателя горизонтальной составляющей $N = F \cos \gamma$ и отжимает отсекатель в осевом направлении



нии вертикальной составляющей:

$$P = F\{\cos[\arccos(2r/d_d) - \gamma]\}\sin[\arccos(2r/d_d)],$$

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

Отсекатель должен иметь такую конструкцию, чтобы сила N не могла вызвать его изгиб или защемление в направляющих, а сила P – отжим отсекателя и непредусмотренный пропуск деталей.

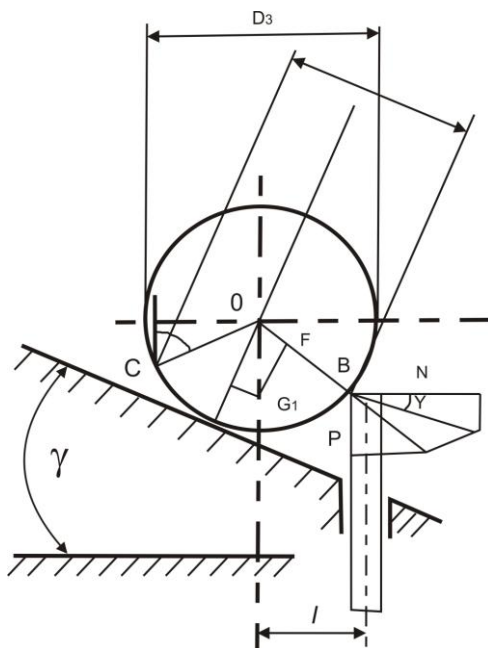


Рисунок 7. Схема усилий, действующих на отсекатель механизма поштучной выдачи деталей

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 отсекателя в этот момент может происходить заклинивание механизма поштучной выдачи.

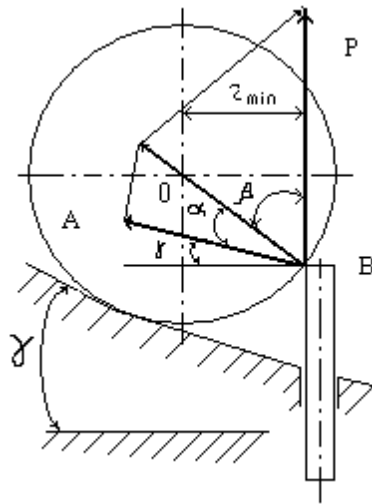


Рисунок 8. Схема введения отсекаателя в поток деталей.

Рассмотрим рисунок 8. Отодвигание деталей отсекателем возможно только в том случае, если угол, образованный нормалью к поверхности детали в точке касания В с отсекателем (радиусом детали в точке В) и направлением силы P' , больше угла трения детали и отсекаателя:

$$\operatorname{tg} \alpha > r_{\min} \sin \alpha / d_{\partial} \sum \mu_c,$$

где r_{\min} – минимальное расстояние от вертикальной оси детали до края отсекаателя в начальный момент контакта при его выдвигении. 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. $A = (1,5 \dots 2) F$. Величина A определяется из следующей зависимости:

$$A = P' \cos[\arcsin(2r_{\min}/d_{\partial})] \sin[\arcsin(2r_{\min}/d_{\partial}) + \gamma].$$

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

Кинематика привода отсекаателя должна быть спроектиро-



вана таким образом, чтобы отсекатель 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 в случае загрузки цилиндрической детали из наклонного магазина-питателя найдено по следующей зависимости:

$$t_3 = \sqrt{3s / g \sin \gamma},$$

где s определяется формулой:

$$s = l + b = (d_d/2)\{\cos[\arcsin(2r/d_d) - \gamma] - \sin[\gamma - \arctg\mu_c]\},$$

где μ_c – коэффициент трения скольжения отсекателя и детали.

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

Механизмы поштучной выдачи двойного действия применяют также в тех случаях, когда заготовки в лотке имеют склонность к слипанию или сцеплению друг с другом. Помимо механических МПВ применяют также электромагнитные и пневматические МПВ. Выбор конкретного исполнения МПВ и методика его определяются конструкцией питателя.

Питатель предназначен для подвода деталей к позиции захвата в требуемые моменты времени. Иногда питатель может выполнять функции отсекателя. Чаще всего применяют питатели револьверного и шиберного типа (рисунок 9).

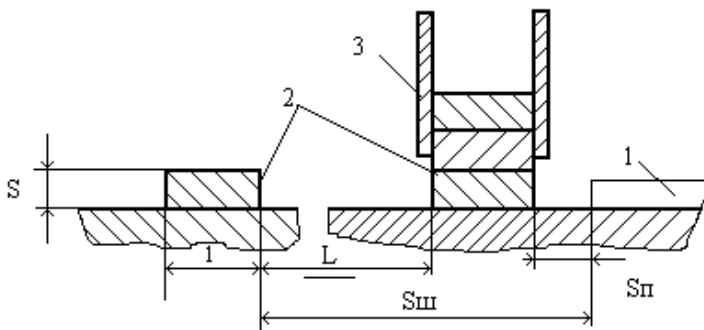


Рисунок 9. Подача деталей шибером:
1 - шибер; 2 – деталь; 3 – магазин



Робототехника и мехатроника

Рабочий ход шибера при подаче поштучно: $s = l + S_n + L$, где S_n перебег шибера, устанавливаемый конструктивно; L – расстояние от магазина до рабочей зоны.

Расчетное усилие, необходимое для передвижения шибера (рис.8), при отсечении заготовки из магазина

$$Q = Q_1 + Q_2 = \beta 2T + G_{\text{ш}}a/g = 2\beta\mu G_N + G_{\text{ш}}a/g ,$$

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. . . 2; T - сила трения, развиваемая заготовкой во время выталкивания из магазина; $G_{\text{ш}}$ - сила тяжести шибера и жестко связанных с ним деталей; a - ускорение, развиваемое в период разгона и определяемое приводом; g - ускорение силы тяжести; μ - коэффициент трения скольжения, равный для стали по стали

0, 12. . . 0, 15; G_N - нормальная сила тяжести заготовок, находящихся в магазине.

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:

$a_d < F_d / m_d$, где F_d - допустимая сила взаимодействия детали с элементами питателя; m_d - масса перемещаемой детали. Обычно рекомендуют $a \leq (2. . . 3)g$.

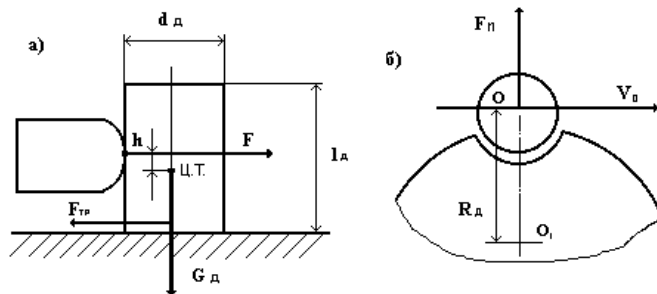


Рисунок 10. Расчетная схема питателей поступательного (а) и вращательного (б) движения.

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: $N = a'_d m_d$, где a'_d -наибольшая величина отрицательного ускорения детали, создающего отрывающую инерционную силу. Для схемы, показанной на рис.9,а $a'_d m_d < F_{тр} = G_d \mu_c$.

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 $F > F_{тр} = G_d \mu_c$. Для устранения отрыва детали от шибера ускорение замедления последнего должно быть

$$a'_d \leq F_{тр}/m_d = G_d \mu_c / m_d.$$

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

$$M_{опр} = F_{тр}(0,5 l + h).$$

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



если

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

При движении детали в питателе по окружности усилие, отбрасывающее деталь (рис.9, б),

$$N' = m_d V_0^2 / R_0.$$

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:

$$Q_a \leq Q_n = 1 / t_{\text{ц}} = v_{\text{ср}} / s_d,$$

где $v_{\text{ср}}$ - средняя скорость перемещения детали питателем; s_d - 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 питатели 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 питателей 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 рисунок 11.

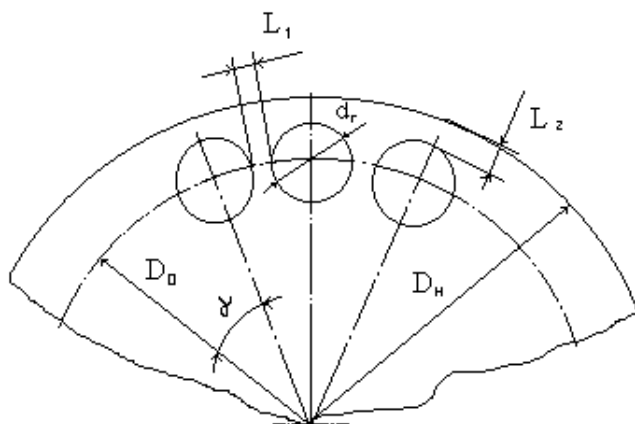


Рисунок 11. Расчетная схема рабочего диска
Диаметр окружности центров гнезд

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

где d - 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 (торцевой) 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 $L_1 = (0,1 \dots 0,3)d$; для прямоугольных $L_1 = (0,4 \dots 0,5)b$.

Окружная скорость рабочего диска

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

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

Толщина рабочего диска при загрузке из магазина и отсекания из него: $s = (0,8 \dots 0,9) S$. При загрузке вручную или бункерным загрузочным устройством с механизмом поштучной выдачи $s = (3 \dots 5) S$, 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.

Для сообщения периодических движений в питателях широко используют пневмоприводы, то объясняется рядом преимуществ этого привода: простотой конструкции и обслуживания, надежностью в работе, взрыво- и пожаробезопасностью, высокой скоростью срабатывания и др. Источником энергии для пневматического привода является сжатый воздух давлением. 0,4 – 0,6 Мпа, подаваемый компрессорной установкой. В пневматических приводах используют пневмодвигатели, различающиеся принципом действия (одностороннего и двустороннего действия), конструктивным оформлением (поршневые и диафрагменные), способом закрепления (стационарные, качающиеся, плавающие, вращающиеся).

Пневмодвигатели могут быть выполнены в виде отдельных конструкций или быть встроенными. Проектирование пневмопривода заключается в определении размеров цилиндра, сечений трубопроводов, времени срабатывания, расхода воздуха за цикл переключения.

Сила на штоке в пневмоприводе одностороннего действия с одним поршнем в кгс:

для рабочей полости со стороны штока

$$P = p \frac{\pi(D^2 - D_1^2)}{4} \eta - q;$$

для рабочей полости, противоположной штоку,

$$P = p \frac{\pi D^2}{4} - q.$$

Сила на штоке в пневмоприводе двустороннего действия с одним поршнем в кгс:

для рабочей полости со стороны штока

$$P = p \frac{\pi(D^2 - D_1^2)}{4} \eta$$

для рабочей полости со стороны, противоположной штоку,

$$P = p \frac{\pi D^2}{4} \eta$$



Сила на штоке в пневмоприводе с двумя поршнями на штоке в кгс:

при поступлении воздуха в задние полости (шток работает на сжатие)

$$P = p \frac{\pi(2D^2 - D_1^2)}{4} \eta$$

при поступлении воздуха в передние полости (шток работает на растяжение)

$$P = \left[p \frac{\pi}{4} (D^2 - D_2^2) + p \frac{\pi}{4} (D^2 - D_1^2) \right] \eta$$

Диаметр шпилек (болтов) для крепления крышек цилиндра

$$d_1 = \sqrt{\frac{4cp}{Z\pi F_p}} \text{ мм}$$

Диаметр резьбы на штоке

$$d_2 = \sqrt{\frac{4cp}{\pi F_p}} \text{ мм}$$

Время срабатывания поршневого пневмопривода

$$t = 22,8 \times 10^{-6} \frac{\varepsilon L}{\beta^2 \sqrt{\varepsilon^{1,43} - \varepsilon^{1,715}}} [c]; n_{пу\varepsilon} > 0,528$$

$$t' = 84,4 \times 10^{-6} \frac{\varepsilon L}{\beta^2} [c], n_{пу\varepsilon} \leq 0,528$$

где $\varepsilon = \frac{P_n}{pF\beta_1}$, или по упрощенной формуле

$$t = \frac{DL}{d_0\pi} \text{ сек}$$

Расход сжатого воздуха в см³ за час работы: для цилиндров



одностороннего действия

$$W = v_2 n$$

для цилиндров двустороннего действия

$$W = (v_2 + v_1) n$$

Диаметр воздухопровода

$$d_0 = 2 \sqrt{\frac{V}{\pi v t}} \text{ см}$$

Падение давления в пневмосети

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d_0} v_3^2 \rho \text{ кгс/см}^2$$

В формулах приняты обозначения: p — давление сжатого воздуха в кгс/см²; η —

к. п. д. ($\eta = 0,85$); q — сопротивление пружины при крайнем рабочем положении поршня в кгс; D — диаметр поршня пневмоцилиндра в см; D_1 — диаметр штока пневмоцилиндра в см; d_1 — внутренний диаметр резьбы шпилек, крепящих крышку цилиндра, в мм; a — коэффициент затяжки ($a = 2,25$); Z — число шпилек (болтов); $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение материала шпилек (болтов) при растяжении в кгс/мм²; d_2 — внутренний диаметр резьбы на штоке в мм; t — время срабатывания поршневого пневмопривода в сек; P_n — приведенная сила на штоке в начале движения (сила сопротивления перемещению штока) в кгс; F — площадь поршня в см²; $\beta_1 = 0,92$ — коэффициент, учитывающий трение между поршнем и цилиндром; L — длина хода поршня в см; $\beta = d_0/D$; d_0 — диаметр воздухопровода; v — скорость воздуха в цилиндре ($v = 1500 - 2000$ см/сек); v_2 — объем рабочей полости цилиндра в см³; v_1 — объем рабочей полости со стороны штока в см³; n — число рабочих ходов поршня в час; V — объем сжатого воздуха, проходящего по воздухопроводу за один рабочий ход, в см³; λ — коэффициент сопротивления (см. табл. 1); l — расчетная длина воздухопровода, равная сумме длин труб и эквивалентных длин местных сопротивлений (значения эквивалентных длин приведены в табл. 2); d_0 — диаметр воздухопровода в м; ρ — плотность сжатого воздуха в кг/м³ (при $p = 0,4 - 0,6$ Мпа $\rho =$



5,15 - 6,45 кг/м³); v_3 — скорость движения воздуха в сети в м/сек.

Таблица 1

Значения коэффициента сопротивления $\lambda \cdot 10^7$

Расход воздуха, кг/ч	Условный диаметр трубы, мм	
	100	2,087
120	2,027	2,047
150	1,960	1,980
200	1,879	1,898
250	1,819	1,837
400	1,696	1,713

Таблица 2

Эквивалентные длины местных сопротивлений прямой трубы

Вид местных сопротивлений в трубопроводах	Диаметр трубы в мм		
	20	30	40
Колено гнутое 90°	0,9	1,0	1,5
Колено гнутое 90° с фланцевым соединителем	1,3	1,5	3,2
Тройник	2,2	2,5	5,0
Нормальный вентиль	5,5	6,0	13
Обратный клапан	1,3	1,5	3,2

Во вспомогательном оборудовании также часто используют диафрагменные пневмоцилиндры. Расчет силы (ориентировочный) P на штоке пневмокамер в зависимости от типа используемых диафрагм и их положения производится по следующим формулам:

а) для пневмокамер одностороннего действия с резиноканевой диафрагмой в исходном положении штока

$$P = \frac{\pi}{16} (D + d)^2 p - q,$$

а при ходе диафрагмы $0,3 D$ для тарельчатых и $0,07 D$ для



плоских диафрагм

$$P = \frac{0,75\pi}{16} (D + d)^2 p - q,$$

б) для пневмокамер одностороннего действия с резиновой диафрагмой в исходном положении штока

$$P = \frac{\pi}{4} d^2 p - q,$$

при ходе штока на расстояние $0,22 D$

$$P = \frac{0,9\pi}{4} d^2 p - q,$$

в) для пневмокамер двустороннего действия с резино-тканевой диафрагмой в исходном положении штока

$$P = \frac{\pi}{16} (D + d)^2 p,$$

при ходе диафрагмы $0,3 D$ для тарельчатых и $0,07 D$ для плоских диафрагм

$$P = \frac{0,75\pi}{16} (D + d)^2 p,$$

г) для пневмокамер двустороннего действия с резиновой диафрагмой в исходном положении штока

$$P = \frac{\pi}{4} d^2 p,$$

при ходе штока на расстояние $0,22 D$

$$P = \frac{0,9\pi}{4} d^2 p,$$



Диаметр опорной шайбы для резино-тканевых диафрагм $d = 0,7 D$, а для резиновых $d \approx D - 2t - (2 - 4)$ мм.

В формулах приняты обозначения: D — диаметр диафрагмы в см; d — диаметр опорной шайбы в см; p — давление сжатого воздуха в кгс/см²; q — сила пружины в положении, соответствующем положению штока; для пневмокамер двустороннего действия $q = 0$.

Гидроприводы применяют во вспомогательном оборудовании роботизированных комплексов, имеющих гидропривод. При проектировании гидропривода рассчитывают гидроцилиндры, сечения трубопроводов, время срабатывания и устанавливают закон движения рабочего органа.

При проектировании гидроцилиндров для грузочных устройств следует пользоваться нормами машиностроения МН 1250—60, а расчет проводить по следующим формулам

Сила на штоке гидроцилиндра:
тянущая

$$P = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p \eta,$$

толкающая

$$P = \frac{\pi}{4} D^2 p \eta.$$

Время срабатывания

$$t = \frac{\pi D^2 L}{4 * 10^3 Q_H}.$$

Внутренний диаметр трубопровода

$$d_0 = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}}$$

В формулах приняты обозначения: D — диаметр поршня в см; d — диаметр штока в см; p — давление масла в гидросистеме в кгс/см²; η — к. п. д. гидроцилиндра; L — длина хода в см; Q_H —



производительность насоса в л/мин; v — скорость перемещения масла по трубопроводу в м/сек.

Для перемещения обрабатываемых или собираемых деталей и в настоящее время наиболее широкое применение получили механизмы с периодическим прерывистым движением. Выбор механизмов перемещения зависит от сложности и габаритов деталей, точности расположения собираемых деталей.

Независимо от вида механизма, осуществляющего периодически прерывистое движение, они должны удовлетворять следующим условиям: а) осуществлять поворот в кратчайшее время при минимальных значениях ускорений; б) ускорение ведомого звена не должно иметь разрывов второго рода (т. е. начальная угловая скорость $\omega_0 = 0$ и начальное ускорение $\epsilon_0 = 0$); в) обеспечивать точный останов с фиксацией ведомого звена.

Храповые механизмы выполняют с качающейся осью собачки и возвратно-поступательно перемещающейся осью качания собачки.

Расчет храповых механизмов первого типа производится по следующим формулам:

угол поворота храпового колеса

$$\alpha = \frac{360^0}{z} k,$$

где z — число зубьев храпового колеса; k —число зубьев колеса, захватываемых собачкой при повороте рабочего органа питателя из позиции в позицию;

угол качания собачки

$$\beta = \alpha + \beta'$$

где β' — дополнительный угол качания рычага с собачкой, увеличивающий надежность заскакивания собачки во впадину зуба.

Радиус расположения центра собачки a радиус храпового колеса по впадинам зубьев

$$R = \frac{D_{xp}}{2} + \frac{d_1}{2} + S,$$

a радиус храпового колеса по впадинам зуба



$$r_{xp} = \frac{D_{xp}}{2} - h,$$

где D_{xp} — наружный диаметр храпового колеса; d_1 — диаметр бобышки собачки; h — высота зуба; S — зазор между бобышкой и вершиной зуба.

Передний угол зуба γ принимают равным $\gamma = 8\text{--}12^\circ$, угол впадины зуба $\varphi = 45 - 80^\circ$, а φ_1 — угол при вершине носика собачки, равный 5° .

Расчет храпового механизма периодического поворота рабочего органа питателя с возвратно-поступательным движением собачки производится по следующим формулам:

ход ползушки с собачкой

$$S_n = S_p + S_x$$

где S_x — перебег ползушки в мм; S_p — ход ползушки, соответствующий повороту рабочего органа на угол α ,

$$S_p = 2R_0 \sin \frac{\alpha}{2},$$

где $R_0 = 0,25(D_{xp} + D_1)$ — радиус контакта собачки с диском;

D_{xp} — наружный диаметр колеса в мм; D_1 — диаметр впадин диска в мм.

Величину перебега ползушки определяют с учетом свободного западания собачки во впадину диска: $S_x = (0,03 - 0,05)S_p$.

Кулачково-цевочные механизмы для периодического поворота рабочего органа питателей загрузочных устройств имеют ограниченное применение, хотя и обладают рядом преимуществ: возможностью выполнения различных законов движения рабочего органа, получения выгодного соотношения между временем выстоя рабочего органа и временем его движения и возможностью во многих случаях отказаться от дополнительного фиксирования рабочего органа во время ее выстоя.

Шаг между центрами цевочных роликов



$$H = D \sin \frac{\beta}{2} = D \sin \frac{180^\circ}{n},$$

где D — диаметр цевочного диска по центрам роликов; n — число роликов; β — угол между центрами соседних роликов.

Ширина фиксирующего диска кулачка

$$B = H - d_{\text{ц}}$$

где $d_{\text{ц}}$ — наружный диаметр роликов цевочного диска.

Угол давления в середине кривой кулачка с рабочим профилем, построенным по косинусоидальному закону,

$$\operatorname{tg} \theta_{\text{но}} = \frac{180}{\alpha_{\text{д}}} \frac{H}{D_k} = \frac{T_{\text{ц}}}{2t_{\text{д}}} \frac{H}{D_k},$$

Где $T_{\text{ц}} = \frac{60q}{Q}$; $t_{\text{д}} = T_{\text{ц}} \frac{\alpha}{360^\circ}$; $\alpha_{\text{д}} = 60 - 120^\circ$; Q - произ-

водительность питателя в шт/мин; q — число параллельно обрабатываемых деталей; D_k — диаметр кулачка; $T_{\text{ц}}$ — время рабочего цикла; $t_{\text{д}}$ — время поворота кулачка на угол $\alpha_{\text{д}}$.

Крутящий момент, необходимый для поворота вала с кулачком,

где M_c — момент сопротивления, преодолеваемый при повороте цевочного диска с учетом статического и динамического моментов сопротивления.

$$M_{\text{кр}} = M_c \frac{D_k}{D} \operatorname{tg} \Theta,$$

где M_c — момент сопротивления, преодолеваемый при повороте цевочного диска с учетом статического и динамического моментов сопротивления.

Мальтийские механизмы. Наибольшее применение получили механизмы с внешним зацеплением, имеющие одну цевку. Расчет этих механизмов производится по следующим формулам.

Угол поворота пальца кривошипа, соответствующий движению креста,

$$2\varphi_1 = \pi \left(1 - \frac{2}{z}\right)$$

где z — число пазов креста.

Угол поворота пальца кривошипа, соответствующий покою



(выстой) креста,

$$2\varphi_2 = \pi\left(1 + \frac{2}{z}\right)$$

Угол поворота креста при заданном числе пазов

$$2\psi = \frac{2\pi}{z}$$

Угловая скорость кривошипа

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{39} \text{1/сек}$$

где n — частота вращения вала кривошипа в об/мин.

Время движения креста

$$t_d = \frac{2\varphi_1}{\omega_1} = \frac{30}{n}\left(1 - \frac{2}{z}\right) \text{сек}$$

Время покоя креста

$$t_n = \frac{2\pi - 2\varphi_1}{\omega_1} = \frac{30}{n}\left(1 + \frac{2}{z}\right) \text{сек}$$

Время полного оборота кривошипа

$$T = t_d + t_n = \frac{60}{n} \text{сек}$$

Коэффициент движения

$$k_d = \frac{t_d}{t_d + t_n} = \frac{z - 2}{z + 2}$$

Коэффициент времени работы

$$K_p = \frac{t_d}{t_n}$$

Длина пазов креста

$$h = A\left(\cos \frac{\pi}{z} + \sin \frac{\pi}{z} - 1\right) + r$$

где A — межосевое расстояние; r — радиус цевки.

Угловая скорость креста

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\lambda(\cos \varphi - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi + \lambda^2}; \lambda = \frac{r_1}{A}$$

r_1 — радиус кривошипа; φ — текущее значение угла поворота пальца кривошипа; A — отношение радиуса кривошипа к ме-



жосевому расстоянию.

Максимальная угловая скорость креста (при $\varphi = 0$)

$$\omega_{2\max} = \omega_1 \frac{\lambda}{1 - \lambda} = \omega_1 \frac{\sin \frac{\pi}{z}}{1 - \sin \frac{\pi}{z}}$$

Угловое ускорение креста (верхний знак соответствует первой половине поворота креста; нижний — второй половине поворота креста)

$$\varepsilon_2 = \pm \omega_1^2 \frac{\lambda(1 - \lambda^2) \sin \varphi}{(1 - 2\lambda \cos \varphi + \lambda^2)^2}$$

Максимальное ускорение креста при

$$\varphi = \arccos\left(-\frac{1 + \lambda^2}{4\lambda} + \sqrt{\frac{(1 - \lambda^2)^2}{16\lambda^2}}\right) + 2$$

будет следующее:

z	3	4	6	8	12
$\varepsilon_{2\max}$	$31,6\omega_{12}$	$5,5\omega_{12}$	$1,4\omega_{12}$	$0,7\omega_{12}$	$0,35\omega_{12}$

Угловое ускорение креста в моменты входа и выхода цевки из зацепления:

$$\varepsilon_{2\text{нач.кон}} = \pm \omega_1^2 \operatorname{tg} \frac{\pi}{z}$$

z	3	4	6	8	12
$\varepsilon_{\text{нач.кон}}$	$1,7\omega_{12}$	$1,0\omega_{12}$	$0,6\omega_{12}$	$0,4\omega_{12}$	$0,25\omega_{12}$

Скорость рабочего органа питателя, несущего захват. При проектировании питателя, помимо выбора конструктивной схемы, необходимо установить величину, характер и скорость перемещения рабочего органа (держателя), несущего захват.

Величина и характер перемещения рабочего органа, несущего захват, в основном зависят от типа обслуживаемого оборудования и расположения питателя относительно точки захвата промышленным роботом и функциональных механизмов грузозачного устройства.

Скорость перемещения рабочего органа зависит от конструкции захвата, т. е. заготовка зажата в захвате или находится в незакрепленном состоянии. В первом случае фактором, огра-



ничающим скорость рабочего органа, несущего захват, у таких питателей является сохранение устойчивости и требуемой ориентации заготовки (детали). Если же заготовка (деталь) в захвате зажата, указанные ограничения отсутствуют, скорость рабочего органа с захватом, несущим заготовку (деталь), ограничивается явлением соударения его с упором пластической деформацией упора, а иногда и его разрушением. Любое из указанных явлений — отскок, пластическая деформация — снижают точность перемещения заготовки к месту загрузки, а значит и надежность работы загрузочного устройства.

Повысить скорость перемещения рабочего органа питателя, несущего заготовку (деталь), зажатую в захвате, можно, если в питателе предусмотреть тормозные устройства. Если привод рабочего органа гидропоршневой, то следует тормозить поршень и связанные с ним массы искусственным повышением сопротивлений гидролиний путем уменьшения отверстия, открытого для прохода масла в золотниковом устройстве, или другими способами.

При выборе закона движения рабочего органа, несущего не зажатую заготовку, предпочтение следует отдать синусоидальному закону движения, обеспечивающему минимальные ускорения в начале и конце хода рабочего органа.

Производительность питателей с возвратно-поступательным движением рабочего органа с захватом, в котором заготовка не зажата, а закон движения — синусоидальный,

$$Q = \frac{60}{\sqrt{\frac{2\pi L}{fg} + T_x}} = \frac{60}{T_p - T_x},$$

где L — путь перемещения заготовки; f — коэффициент трения между заготовкой и поверхностью, по которой она перемещается; T_p — время рабочего хода; T_x — время холостого хода.

Быстродействие загрузочных устройств достигается не только применением торможения и принудительной фиксации заготовки в захвате, но и оптимизацией параметров их работы. Для решения задачи оптимизации параметров работы загрузочных устройств рекомендуется использовать метод математического моделирования, осуществляемый на вычислительных машинах.



ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ РТК

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 (транспортеры), 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 исключает потерю ориентации изделий за счет механических элементов, ограничивающих пере-



мещение изделий относительно несущего органа (штанговые, рейферные 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 транспортеры (рисунок 12), осуществляющие перемещение каждого изделия на шаг. Наиболее представительной является группа штанговых шаговых транспортеров. На рисунке 12,а показан штанговый транспортер 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 момент возврата штанги в исходное положение подпружиненные собачки проходят под изделием. 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 (рисунок 12,б). Перемещение стержневых изделий часто осуществляется с помощью пластинчатых конвейеров одинарного или двойного действия (рисунок 12,в), либо конвейеров переключателей (рисунок 12, г).

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.



Робототехника и мехатроника

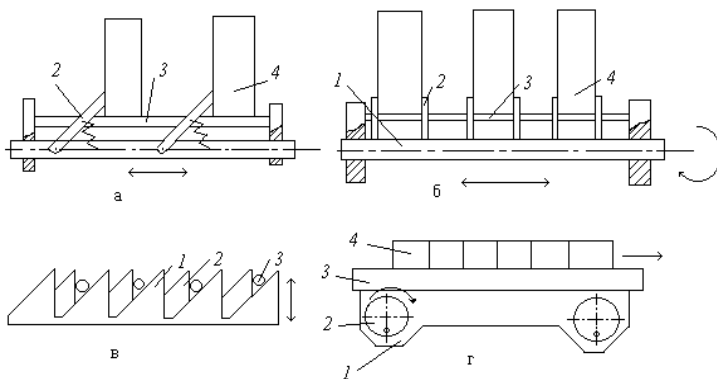


Рисунок 12. Шаговые транспортеры

Статическое усилие в зависимости от вида опорных элементов перемещаемого груза

$$P_{ст.т.} = \Sigma m_{гр} g \mu,$$

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

Динамическое усилие

$$P_{д.т.} = \Sigma m_{гр} a_p,$$

где a_p – ускорение при разгоне;

$$a_p = V^2/2 * c * l_{ш},$$

где $c = 0,15...0,2$ – отношение пути разгона к полному шагу одного цикла, равному $l_{ш}$.

Замедление груза в период выбега

$$a_b = P_{ст.т.} / \Sigma m_{гр},$$

путь выбега

$$l_b = V^2 / 2g\mu.$$

Допустимое значение l_b определяется технологическими требованиями к точности остановки груза.

Общее тяговое усилие с учетом привода



$$P_0 = P_{\text{ст.т.}} + (\Sigma m + 5,3 \text{ к } I_o \eta_o U_{o2}/D_o) a_p.$$

Здесь Σm – масса движущихся частей конвейера и груза; 5,3 – коэффициент, учитывающий неравномерность ускорений в период разгона; $\kappa = 1,1 \dots 1,15$ – коэффициент, учитывающий массу редуктора; I_o – момент инерции ротора и муфты; η_o – КПД привода; U_o – передаточное число редуктора; D_o – диаметр приводного органа.

Значение тягового усилия используют для нахождения требуемого момента электродвигателя:

$$M_{\text{max}} = P_o D_o / (2 U_o \eta_o).$$

Для обработки деталей типа валов применяются пильчатые транспортеры (рисунок 13). В исходном положении I валы находятся на двух неподвижных гребенках 1. При движении вверх подвижные гребенки 2 поднимают валы, которые затем скатываются по граням гребенок вниз до упора в ребра, переходя из положения I в положение II. Далее при движении гребенок до упора валы занимают положение III. Таким образом происходит перемещение транспортируемых валов на шаг. Если валы, находящиеся на ступеньках неподвижных гребенок, занимают грань полностью, то при движении подвижных гребенок вверх транспортируемый вал из положения IV поднимается в положение V, упирается в вал и дальше не перемещается. При движении подвижных гребенок вниз вал возвращается в положение IV, и валы накапливаются на транспортере.

На рисунке 13. показаны характерные варианты транспортирования валов:

а – транспортирование и накопление по одному диаметру вала (профили подвижных 2 и неподвижных 1 гребенок одинаковы и обе пары подвижных и неподвижных гребенок находятся на одном уровне;

б – смешанное транспортирование по двум различным диаметрам вала,, накопление по большему диаметру (профили неподвижных 1 и подвижных 2 гребенок одинаковые, но взаимные пары неподвижных и подвижных гребенок сдвинуты относительно друг друга в вертикальной плоскости на половину величины разности большего и меньшего диаметров шеек, по которым происходит транспортирование)

в – смешанное транспортирование, накопление по различ-



Робототехника и мехатроника

ным диаметрам вала (транспортирование деталей не отличается от первого и второго вариантов, но при накоплении возможно нахождение на одной из неподвижных гребенок двух видов с большими диаметрами шеек, а на другой – трех валов с меньшими диаметрами шеек, что вызовет перекося деталей).

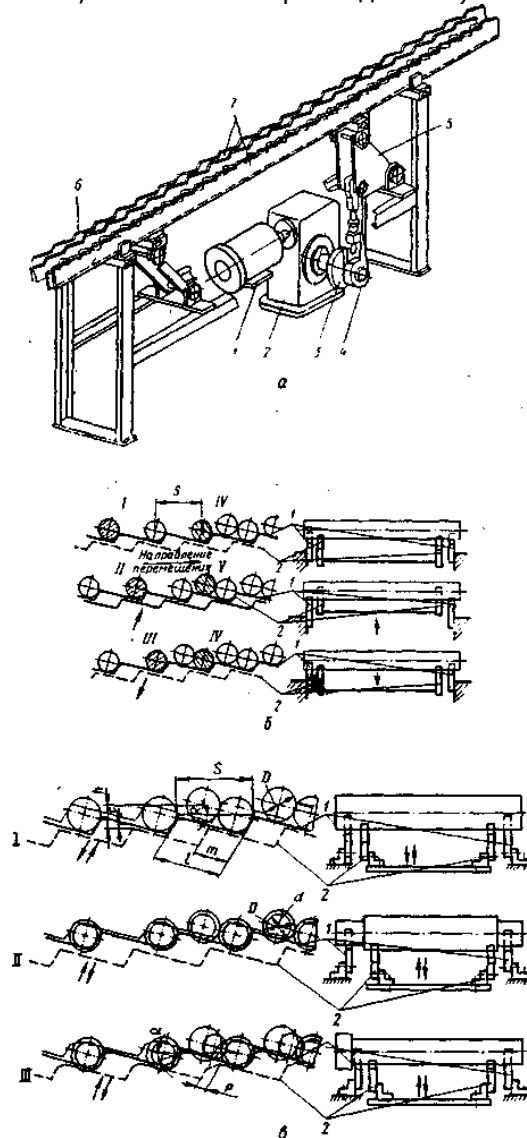


Рисунок 13. Схема пильчатого транспортера.



При проектировании определяют длину наклонной части зуба l , шаг S , угол наклона зубьев α , величину смещения подвижной гребенки m , угол наклона обратного скоса α_1 и величину скоса p . Транспортирование без накопления осуществляется по любому из указанных вариантов, причем длина наклонной части зубьев может быть уменьшена до $1,5D$, а угол наклона зубьев $\alpha = 30^\circ$.

Таблица 3.

	l	δ	α	m	h	α_1	p
	$D + D/\cos \alpha$	$1,15l \sin(180 - \alpha)$		D	$l \sin \alpha + c$	-	-
	$D + D/\cos \alpha$	$1,15l \sin(180 - \alpha)$	$15 - 20$	$D + d$	$l \sin \alpha + c$	-	-
	$D + D/\cos \alpha$	$1,15l \sin(180 - \alpha)$		D	$l \sin \alpha + c$	$15 - 20$	$D+d$

Примечание: Величина перебега подвижных гребенок $c = 1...3$ мм. Угол, образованный ребром гребенки с горизонтальной плоскостью для проектируемого транспортера, постоянный и равен 60° .

Поворотные столы представляют собой диски с установленными на них накопителями (магазинами), обеспечивающие ориентации заготовок или деталей в положении, необходимом для захвата промышленным роботом. Поворотный стол может получать периодическое перемещение от храпового механизма, полушарового, мальтийского, кулачкового и специальных механизмов. При проектировании поворотных столов одной из важных задач является правильный выбор типа привода поворота стола. Методика выбора типа привода поворотного стола приведена ниже. Геометрические размеры стола приведены на рисунке 14, масса $m = 690$ кг (включая массы вращающихся вместе с ним элементов), время поворота стола на угол 60° $t_d = 1$ сек, время выстоя $t_v = 2$ сек. Таким образом, время рабочего цикла $T_p = 3$ сек.

Электромеханический привод с асинхронным электродвигателем и мальтийским механизмом наиболее часто выполняют в двух вариантах:

- мальтийский крест непосредственно связан с индексующим столом;
- мальтийский крест установлен на промежуточном валу, а движение стола передается через дополнительную зубчатую передачу.

Первый вариант привода конструктивно проще, однако при



его использовании все динамические нагрузки, возникающие на мальтийском кресте, передаются непосредственно столу машины. Кроме того, при изменении числа позиций машины необходима замена одного креста другим, имеющим соответствующее число пазов. Второй вариант привода конструктивно более сложен, чем первый, но число позиций машины и скорость поворота стола можно изменить путем смены промежуточной зубчатой передачи без замены мальтийского механизма.

Мальтийские механизмы выполняют с внешним и внутренним зацеплением, а также сферическими.

Схема привода, состоящего из электродвигателя 1, червячной передачи 2, мальтийского креста 3 с внешним зацеплением и блока зубчатых колес 4, соединяющих мальтийский крест 3 с индексирующим столом 5, приведена на рис. 2.4, а. Диаметры начальных окружностей зубчатых колес, начиная с колеса на индексирующем столе 5: $D_{01} = 720$ мм, $D_{02} = 240$ мм, $D_{03} = 80$ мм и $D_{04} = 240$ мм. Следовательно, передаточное отношение от индексирующего стола до мальтийского креста

$$i_{\text{общ}} = \frac{D_{01}}{D_{02}} \frac{D_{03}}{D_{04}} = \frac{720}{240} \frac{80}{240} = 1$$

Исходными данными при проектировании мальтийских механизмов индексирующих столов являются Z — число пазов креста, определяемое числом позиций машины; t_d — время движения стола и t_v — время выстоя стола. Согласно условию задачи принимаем число пазов мальтийского креста $Z = 6$, а время $t_d = 1$ с и $t_v = 2$ с.

Для обеспечения плавной работы привода угловая скорость мальтийского креста должна быть равна нулю в момент входа пальца кривошипа в паз креста и в момент выхода из него. Для этого центр кривошипа должен быть расположен так, чтобы в момент входа и выхода вектор скорости пальца был направлен вдоль паза креста (рисунок. 14, б).

Следовательно,

$$2\varphi_{11} + 2\varphi_2 = \pi$$

где $2\varphi_{11}$ — угол поворота пальца кривошипа, соответ-



ствующий движению креста; $2\varphi_2$ — угол поворота мальтийского креста.

Для шестипазового мальтийского креста угол поворота Z

$$2\varphi_2 = \frac{2\pi}{Z} = \frac{2\pi}{6} = \frac{1}{3}\pi = 60^\circ$$

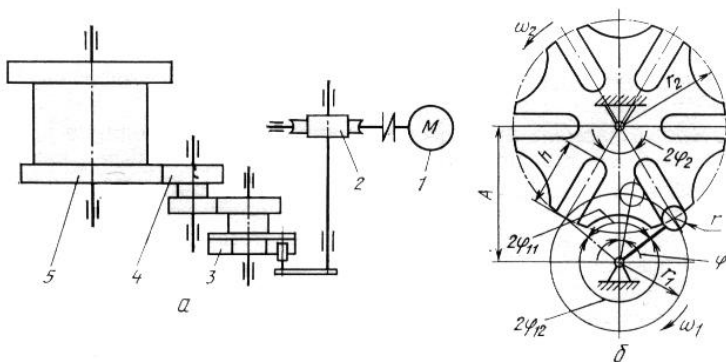


Рисунок 14. Электромеханический привод с мальтийским механизмом

Тогда угол поворота пальца кривошипа, соответствующий движению креста,

$$2\varphi_{11} = \pi \left(1 - \frac{2}{Z}\right) = \pi \left(1 - \frac{2}{6}\right) = \frac{2}{3}\pi = 120^\circ$$

Угол поворота пальца кривошипа, соответствующий высту креста,

$$2\varphi_{12} = \pi \left(1 + \frac{2}{Z}\right) = \pi \left(1 + \frac{2}{6}\right) = \frac{4}{3}\pi = 240^\circ$$

Зная время движения индексирующего стола $t_A = 1$ с и, следовательно, время движения мальтийского креста, определим угловую скорость кривошипа по формуле



Робототехника и мехатроника

$$\omega_1 = \frac{2\varphi_{11}}{t_d} = \frac{2\pi}{3 \cdot 1} = \frac{2}{3}\pi = 2,1 \text{ с}^{-1}$$

Тогда частота вращения n кривошипа

$$n = \frac{30\omega_1}{\pi} = \frac{30 \cdot 2\pi}{\pi \cdot 3} = 20 \text{ мин}^{-1}$$

Найдем время выстоя креста i , следовательно, стола:

$$t_{\epsilon} = \frac{2\pi - 2\varphi_{11}}{\omega_1} = \frac{2\pi - \frac{2}{3}\pi}{\frac{2}{3}\pi} = 2 \text{ с}$$

что соответствует условию задачи.

Следовательно, один полный оборот кривошип совершит за время

$$t_d + t_{\epsilon} = 60/n = 60/20 = 3 \text{ с.}$$

Исходя из условия отсутствия жесткого удара в начале и конце движения радиус кривошипа r_1 и межосевое расстояние A связаны зависимостью

$$\lambda = \frac{r_1}{A} = \sin \frac{\pi}{Z}$$

Для каждого значения Z значения r_1 или A выбирают произвольно. Примем радиус кривошипа $r_1 = 120 \text{ мм}$. Тогда

$$A = \frac{r_1}{\sin \frac{\pi}{Z}} = \frac{120}{\sin 30^\circ} = 240 \text{ мм}$$

Длину пазов h мальтийского механизма определяют из вы-



ражения

$$h = A \left(\cos \frac{\pi}{Z} + \sin \frac{\pi}{Z} - 1 \right) + r$$

где r — радиус цевки (принимаем $r = 15$ мм).

Подставляя значения A , Z и r в последнюю формулу, получим

$$h = 240 \left(\cos \frac{\pi}{6} + \sin \frac{\pi}{6} - 1 \right) + 15 = 103 \text{ мм}$$

Угловую скорость мальтийского механизма определяют по формуле

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\lambda (\cos \varphi - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi + \lambda^2}$$

где φ — угол поворота пальца кривошипа.

Максимальная угловая скорость мальтийского механизма (при $\varphi = 0$)

$$\omega_{2 \max} = \omega_1 \frac{\lambda}{1 - \lambda} = \omega_1 \frac{\sin \frac{\pi}{Z}}{1 - \sin \frac{\pi}{Z}} = 2,1 \frac{0,5}{1 - 0,5} = 2,1 \text{ с}^{-1}$$

Угловое ускорение мальтийского механизма

$$\varepsilon_2 = \pm \omega_1^2 \frac{\lambda (-\lambda^2) \sin \varphi}{(-2\lambda \cos \varphi - \lambda^2)}$$

где знак «плюс» соответствует первой половине поворота мальтийского механизма, а знак «минус» — второй половине.

Максимальное угловое ускорение $\varepsilon_{2 \max}$ имеет место при угле поворота φ , равном экстремальному углу поворота φ_{ε} .

Угол φ_{ε} , соответствующий максимальному угловому уско-



рению механизма, определяют из выражения

$$\varphi_3 = \arccos\left(-\frac{1+\lambda^2}{4\lambda} + \sqrt{\frac{1+\lambda^2}{16\lambda^2} + 2}\right) = \arccos\left(-\frac{1+0,25}{4 \cdot 0,5} + \sqrt{\frac{1+0,25}{16 \cdot 0,25} + 2}\right) = \arccos 0,921$$

По обратной функции находим угол $\varphi_3 = 22^\circ 56'$.

Тогда максимальное угловое ускорение

$$\varepsilon_2 = \pm \omega_1^2 \frac{\lambda \left(-\lambda^2 \sin \varphi\right)}{\left(-2\lambda \cos \varphi - \lambda^2\right)} = \pm \left(1\right) \frac{0,5 \left(-0,25\right) \sin 22^\circ 56' }{\left(-2 \cdot 0,5 \cos \varphi_3 + 0,625\right)} = \pm 6 \text{ с}^{-2}$$

Крутящий момент, который необходим для поворота стола,

$$M_{кр} = M_c + M_{ин \max}$$

где M_c — момент сил сопротивления движению перемещаемых масс, связанных со столом; $M_{ин \max}$ — максимальный момент сил инерции перемещаемых масс.

Момент сил сопротивления

$$M_c = m g \mu R_{тр} = 690 * 9,8 * 0,01 * 0,3 = 20 \text{ Н м},$$

где m - масса стола ($m = 690$ кг); μ - коэффициент трения качения ($\mu = 0,01$); $R_{тр}$ - радиус трения ($R_{тр} = 0,3$ м).

Момент сил сопротивления, приведенный к валу мальтийского механизма,

$$M_c / = M_{собщ} = 20 * 1 = 20 \text{ Н м}.$$

Максимальный момент сил инерции, приведенный к валу мальтийского механизма,

$$M'_{ин \max} = I'_c \varepsilon_{2 \max}$$

где I'_c - момент инерции стола, приведенный к валу мальтийского механизма -

$$I'_c = I_c i_{2общ} = I_c 12 = I_c$$

где I_c - момент инерции стола.

Момент инерции стола определим как сумму моментов инерции элементарных частей стола относительно оси его вращения, т. е.

$$I_c = I_1 + I_2 + I_3$$

где I_1 , I_2 и I_3 - моменты инерции соответственно верхней (диск диаметром 950 мм), средней (цилиндр диаметром 600



Робототехника и мехатроника

мм) и нижней (диск диаметром 700 мм) частей стола.
С учетом размеров стола (см. рис. 2.3) имеем:

$$I_1 = \frac{\pi h_1 \gamma}{2} (R_1^4 - r_0^4) = \frac{3,14 \cdot 0,08 \cdot 7800}{2} (0,475^4 - 0,26^4) = 44,4 \text{ кг м}^2$$

$$I_2 = \frac{\pi h_2 \gamma}{2} (R_2^4 - r_0^4) = \frac{3,14 \cdot 0,57 \cdot 7800}{2} (0,3^4 - 0,26^4) = 24,48 \text{ кг м}^2$$

$$I_3 = \frac{\pi h_3 \gamma}{2} (R_3^4 - r_0^4) = \frac{3,14 \cdot 0,05 \cdot 7800}{2} (0,35^4 - 0,26^4) = 6,12 \text{ кг м}^2$$

где h_1 , h_2 и h_3 и R_1 , R_2 и R_3 - высота и радиус соответственно верхней, средней и нижней частей стола; r_0 - радиус отверстия в столе; γ — плотность стали (7800 кг/м³).

Следовательно, $I_c = I/c = 44,4 + 24,48 + 6,12 = 75 \text{ кг м}^2$.

Тогда максимальный момент сил инерции на валу мальтийского механизма

$$M_{\text{ин max}} = 75 \cdot 6 = 450 \text{ Н м.}$$

Крутящий момент на валу мальтийского механизма

$$M'_{\text{кр}} = M'_c + M'_{\text{ин max}} = 20 + 450 = 470 \text{ Н м.}$$

Так как максимальная угловая скорость мальтийского механизма равна угловой скорости кривошипа, можно считать, что

$$M''_{\text{кр}} = M''_{\text{кр}},$$

где $M''_{\text{кр}}$ - крутящий момент, приведенный к валу кривошипа.

Наибольшая потребная мощность на валу кривошипа

$$N_{1\text{max}} = \frac{M''_{\text{кр}} \omega_1}{1000} \eta_m^{-1} = \frac{470 \cdot 2,1}{1000 \cdot 0,8} = 1,24 \text{ кВт}$$

где η_m - КПД мальтийского механизма ($\eta_m = 0,8$).

Электромеханический привод с синхронным электродвига-



телем и кулачково-цевочным (улитным) механизмом широко применяют для периодически прерывистого движения столов многопозиционных технологических машин. Он обеспечивает различные движения стола, выгодное соотношение между временем выстоя стола и временем его движения, дает возможность во многих случаях отказаться от дополнительного фиксирования стола во время его выстоя.

В этих механизмах вращение улитного кулачка 1 (рисунок 15), с которым зацепляются цевки 3, преобразуется в прерывистое вращение диска 2, жестко связанного с индексирующим столом 4. По принципу действия кулачково-цевочный механизм в некоторой степени аналогичен червячной передаче, поэтому кулачок иногда выполняют в виде витков двухзаходного червяка.

Обычно в кулачково-цевочных механизмах оси цевок расположены в радиальных направляющих, причем смещение цевок в радиальном направлении не вносит существенных погрешностей в работу механизма. Использование в качестве цевок подшипников качения облегчает сборку механизма привода и позволяет создать предварительный натяг, регулируя который можно обеспечить заданную точность фиксирования стола в период выстоя. Задана длительность рабочего цикла $T_p = 3$ с. На перевод стола из одной позиции в другую тратится часть рабочего цикла $t_d = 1$ с. Это время соответствует повороту кулачка (улиты) на угол

$$\varphi_d = \frac{360 t_d}{T_p} = \frac{360 \cdot 1}{3} = 120^\circ$$

В это время одна из цевок диска находится в пазу улитного кулачка. Остальная часть времени t_v рабочего цикла T_p соответствует выстою стола

$$t_v = T_p - t_d = 3 - 1 = 2 \text{ с.}$$

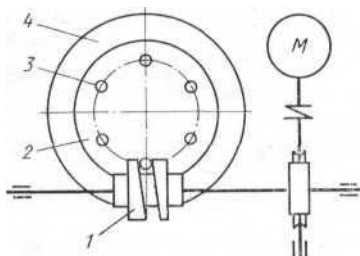


Рисунок 15. Электромеханический привод с кулачково-цевочным механизмом



Угол, соответствующий выстой стола,

$$\varphi_{\text{в}} = 360^\circ - \varphi_{\text{д}} = 360^\circ - 120^\circ = 240^\circ.$$

В это время фиксирующая часть кулачка находится между двумя цевками диска.

Для кулачка с рабочим профилем, построенным по косинусоидальному закону, угол давления достигает наибольшего значения в середине кривой и определяется выражением

$$\operatorname{tg} \Theta_{\max} = \frac{180^\circ \cdot h}{\varphi_{\text{д}} D_{\text{к}}} = \frac{T_{\text{р}} h}{2t_{\text{д}} D_{\text{к}}}$$

где h — шаг между центрами соседних цевочных роликов.

$$h = D \sin \frac{\beta}{2} = D \sin \frac{180^\circ}{Z}$$

где D - диаметр диска по центрам цевок; β - угол между центрами соседних цевок; Z - число цевок ($Z = 6$).

Принимая диаметр диска $D = 320$ мм, имеем

$$h = 320 \cdot \sin 30^\circ = 160 \text{ мм.}$$

Обычно в данных механизмах применяют кулачки с углом давления $\Theta \leq 40^\circ$.

Принимая угол давления $\Theta = 31^\circ$, вычисляют наружный диаметр кулачка:

$$D_{\text{к}} = \frac{180^\circ h}{\varphi_{\text{д}} \operatorname{tg} \Theta} = \frac{180 \cdot 160}{120 \cdot 0,6} = 400 \text{ мм}$$

Крутящий момент на валу кулачка, необходимый для поворота стола, определяют по формуле

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{с}} + M_{\text{ин}} \frac{D_{\text{к}}}{D} \operatorname{tg} \Theta$$

где

$$M_{\text{ин}} = I_{\text{с}} \varepsilon_{\text{с}}$$

где $I_{\text{с}}$ - момент инерции стола ($I_{\text{с}} = 75$ кг·м²); $\varepsilon_{\text{с}}$ - угловое ускорение стола.

Чтобы подсчитать $M_{\text{ин}}$, необходимо определить угловое ускорение стола $\varepsilon_{\text{с}}$.

По условию задачи известно, что поворот стола на угол $\varphi = 60^\circ$ должен быть осуществлен за время $t_{\text{д}} = 1$ с. Следовательно, угловая скорость стола при установившемся движении



$$\omega_c = \frac{\varphi}{t_d} = \frac{\pi}{3} / 1 = 1,05 \text{ с}^{-1}$$

В свою очередь

$$\omega_c = \varepsilon_c t_1$$

где t_1 — время разгона стола.

Для индексирующих столов подобного типа рекомендуется время разгона $t_1 = 0,01$ — $0,8$ с. Принимая в данном случае $t_1 = 0,175$ с, получают

$$\varepsilon = \omega_c / t_1 = 1,05 / 0,175 = 6 \text{ с}^{-2}$$

Тогда $M_{ин} = 75 \cdot 6 = 450$ Нм.

Следовательно, крутящий момент $M_{кр} = (20 + 450)(400 / 320) \cdot 0,6 = 352,5$ Н-м.

Мощность на валу кулачка

$$N_K = \frac{M_{кр} \omega_K}{1000 \eta_K} = \frac{352,5 \cdot 2,1}{1000 \cdot 0,8} = 0,925 \text{ кВт}$$

где ω_K - угловая скорость кулачка ($\omega_K = \varphi_d / t_d = 2\pi / 3 \cdot 1 = 2,1 \text{ с}^{-1}$); η_K - КПД кулачково-цевочного механизма ($\eta_K = 0,8$).

Электромеханический привод с отключаемым (посредством муфты) асинхронным электродвигателем существенно упрощает конструкцию машин, так как отпадает необходимость в преобразующих механизмах. В схеме привода с плавающим червяком движение столу передается с помощью червяка 4 (рисунок 16), находящегося в зацеплении с червячным колесом 10, от индивидуального электродвигателя 7, который включается и выключается электромагнитной муфтой 6. При выключении муфты 6 вал 5 червяка тормозится тормозом 1. Благодаря скольжению червяка вдоль направляющих шпонок 3 улучшаются его динамические свойства. Пружины 2 обеспечивают центрирование червяка после разгона или торможения вала 5.

Так как данный привод не обеспечивает надежного снижения скорости до нуля в момент останова, предусмотрен дополнительный фиксирующий механизм, фиксатор 9 которого пружиной 8 постоянно прижимается к диску 11. Скользя по цилиндрической, а затем по скошенной поверхности диска 11, фиксатор 9 в момент окончания поворота стола попадает в паз диска под действием пружины, надежно фиксируя стол. Фиксируемый диск 11 с клиновидными пазами и червячное колесо 10 жестко прикреплены непосредственно к торцу стола.

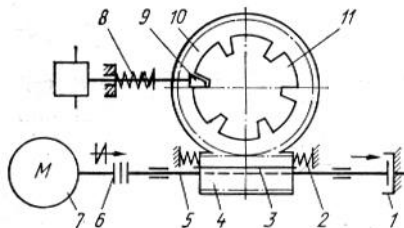


Рисунок 16. Электромеханический привод с отключаемым (посредством муфты) асинхронным электродвигателем

Вместо электромагнитной муфты в ряде конструкций приводов используются однооборотные муфты.

Электромеханический привод с электродвигателем постоянного тока серии П, включаемым на период поворота стола, кроме указанного содержит передаточные механизмы. Его мощность рассчитывается по методике Ю. П. Петрова, использующей вариационное исчисление.

Задаемся средним для электродвигателей серии П значением $a = 10 \text{ м}^{-1}$, представляющим собой отношение номинального момента M_n электродвигателя к его моменту инерции $I_{дв}$.

Тогда максимальную частоту вращения электродвигателя подсчитаем по формуле

$$n_{\max} = 81 a t_D \sqrt{\frac{t_D + t_B}{t_D}} = 81 \cdot 10 \cdot 1 \sqrt{\frac{1+2}{1}} \approx 1400 \text{ мин}^{-1}$$

Крутящий момент электродвигателя, необходимый для поворота стола,

$$M_{дв} = 8 \frac{t_D}{t_D + t_B} I_C \frac{A \varphi_c^2}{a t_D^4}$$

где A — константа, определяющая оптимальный закон изменения тока в приводе стола ($A = 12$); φ_c — угол поворота стола в полных оборотах (по условию задачи $\varphi_c = 1/6$).

Подставляя численные значения в последнюю формулу,



имеем

$$M_{ДВ} = 8 \frac{1}{1+2} 75 \frac{12}{10} \frac{1}{36 \cdot 1^4} = 6,67 \text{ Н м}$$

Мощность на валу электродвигателя

$$N_{ДВ} = \frac{M_{ДВ} \omega_{ДВ}}{1000} = \frac{M_{ДВ} \pi n_{\max}}{1000 \cdot 30} = 0,975 \text{ кВт}$$

Следует отметить, что оптимальное общее передаточное отношение $i_{\text{опт}}$ от электродвигателя к индексирующему столу находится из выражения

$$i_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{I_C}{I_{ДВ}}}$$

Формула получена из условия, что момент электродвигателя, необходимый для обеспечения заданной программы перемещений, минимален. Отклонение от $i_{\text{опт}}$ приводит к необходимости применять электродвигатель большей мощности.

Гидравлический поршневой привод с механизмом рейки-шестерни наиболее часто применяют для индексирования столов многопозиционных технологических машин. При использовании поршневых двигателей преобразование возвратно-поступательного движения штока поршня в прерывистое вращательное движение стола чаще всего осуществляется следующими механизмами: рычажно-храповыми; с расцепляющимся храповым колесом и собачкой (при этом используются два отдельно работающих гидравлических поршневых привода); с обгонной муфтой.

Гидроцилиндр 1 гидравлического поршневого привода (рисунки 17) имеет шток-рейку 2, находящуюся в зацеплении с одним из зубчатых колес блока 3. Второе зубчатое колесо связано с зубчатым колесом индексирующего стола 4. Радиусы начальных окружностей зубчатых колес блока и стола соответственно составляют $R_{01} = 66 \text{ мм}$, $R_{02} = 120 \text{ мм}$ и $R_{03} = 360 \text{ мм}$.

Крутящий момент, создаваемый гидравлическим приводом на колесе стола,



$$M_{кр} = p F_{ц} \frac{R_{01}}{R_{02}} R_{03}$$

где p - давление в цилиндре, МПа; $F_{ц}$ - рабочая площадь цилиндра (поршня), м².

Крутящий момент $M_{кр}$, который необходим для поворота стола,

$$M_{кр} = M_c + M_{ин}.$$

Тогда

$$M_{ин} = 75 \cdot 6 = 450 \text{ Нм};$$

$$M_{кр} = 20 + 450 = 470 \text{ Нм}.$$

Теперь определим основные параметры гидропривода. Скорость перемещения поршня гидроцилиндра

$$v_1 = \frac{\omega_c R_{01}}{R_{02}} R_{03} = \frac{1,05 \cdot 0,066 \cdot 0,36}{0,12} = 0,21 \text{ м/с}$$

Принимая диаметр гидравлического цилиндра $D_{ц} = 50$ мм, найдем давление p в цилиндре, необходимое для создания крутящего момента $M_{кр}$:

$$p = \frac{4M_{кр} R_{02}}{\pi D_{ц}^2 R_{01} R_{03}} = \frac{4 \cdot 470 \cdot 0,12}{3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 0,066 \cdot 0,36} = 1,22 \text{ МПа}$$

Принимаем $p = 1,3$ МПа.

Исходя из условия обеспечения требуемой скорости перемещения поршня, определим потребный расход масла по формуле

$$Q = 0,1 F_{ц} v_1$$

$$F_{ц} = \pi D_{ц}^2 / 4 = 3,14 \cdot 5^2 / 4 = 19,6 \text{ см}^2$$

$$v_1 = 0,21 \cdot 60 = 12,6 \text{ м/мин}$$

$$Q = 0,1 \cdot 19,6 \cdot 12,6 = 24,8 \text{ л/мин}$$

Принимаем $Q = 25$ л/мин.

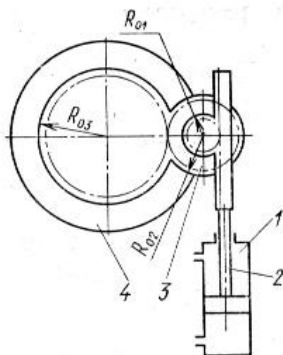


Рисунок 17. Гидравлический поршневой привод с механизмом рейка-шестерня

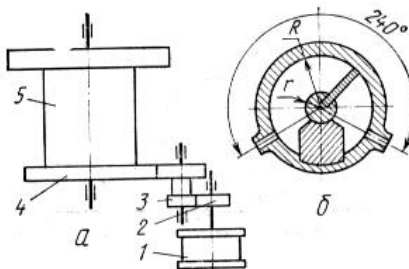


Рисунок 18. Гидравлический привод с поворотной лопастью и обгонной муфтой

Мощность, которая отдается насосом при давлении p и расходе масла Q ,

$$N_0 = pQ / 60 = 1,3 \cdot 25 / 60 = 0,54 \text{ кВт}$$

Мощность, потребляемая гидронасосом с учетом механических и гидравлических потерь, внутренней и внешней утечки и т. д.,

$$N_p = N_0 / \eta_g = 0,54 / 0,5 = 1,08 \text{ кВт}$$

где η_g - эффективный КПД насоса ($\eta_g = 0,5$).

От гидравлического привода с поворотной лопастью и обгонной муфтой движение индексирующему столу 5 (рисунок 18, а) передается через блок зубчатых колес 3, одно из которых находится в зацеплении с колесом 2 гидродвигателя 1, а второе - с колесом 4, закрепленным на торце стола 5. Радиусы начальных окружностей зубчатых колес гидродвигателя, блока и стола соответственно составляют $R_{00} = 40$ мм, $R_{01} = 40$ мм, $R_{02} = 90$ мм и $R_{03} = 360$ мм.

Передаточное отношение от стола до лопасти гидродвигателя

$$i_{\text{общ}} = \frac{R_{03}}{R_{02}} \frac{R_{01}}{R_{00}} = \frac{360}{90} \frac{40}{40} = 4$$

Следовательно, при повороте лопасти на угол 240° стол повернется на угол 60° .

Крутящий момент, создаваемый на колесе стола гидропри-



Робототехника и мехатроника

водом с качающейся в цилиндре лопастью, определяют по формуле

$$M_{KP} = \frac{b p (R^2 - r^2)}{2} \cdot i_{общ}$$

где b - ширина лопасти, м; p - давление масла в рабочей полости цилиндра, МПа; R и r - наружный и внутренний радиусы лопасти, м (рис. 2.8, б).

Принимая условия предыдущего примера, получаем

$$\varepsilon c = 1,05/0,175 = 6 \text{ с-2.}$$

Тогда

$$\begin{aligned} \text{Мин} &= 75 \cdot 6 = 450 \text{ Н м;} \\ \text{Мкр} &= 20 + 450 = 470 \text{ Н м.} \end{aligned}$$

Принимая $p = 100$ мм, $R = 50$ мм и $r = 22,5$ мм, получаем

$$p = \frac{2 M_{KP}}{b (R^2 - r^2) i_{общ}} = \frac{2 \cdot 470}{0,1 (0,05^2 - 0,0225^2) 4} = 1,22 \text{ МПа}$$

Принимаем $p = 1,3$ МПа.

Расход масла, необходимый для обеспечения требуемой скорости поворота стола, определяют по формуле

$$Q = \frac{\omega_{л} b (R^2 - r^2)}{2 \cdot 10^6}$$

где $\omega_{л}$ - угловая скорость лопасти, рад/мин; ($\omega_{л} = \omega_{с} i_{общ} \cdot 60 = 252$ рад/мин).

Следовательно,

$$Q = \frac{225 \cdot 100 (0^2 - 22,5^2)}{2 \cdot 10^6} = 25 \text{ л/мин}$$

$$N_0 = pQ/60 = 1,3 \cdot 25/60 = 0,54 \text{ кВт}$$

$$N_p = N_0/\eta_r = 0,54/0,5 = 1,08 \text{ кВт}$$

Как видно из данных таблицы 4, все рассмотренные варианты с точки зрения потребляемой мощности равнозначны. Поэтому для обоснования выбора варианта следует применить еще



какой-либо критерий (например, стоимость, безотказность в работе).

Промышленностью выпускаются поворотные столы моделей СП-0,16, СП-0,25, СП-0,5, СП-1,0 с массой перемещаемой тары от 50 до 500 кг, диаметром от 400 до 1000 мм, скоростью поворота 2 мин⁻¹, расстоянием от пола до несущей плоскости стола – 450 мм.

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 $|a_g| \leq \mu mg$.

Пневматические транспортеры служат для перемещения изделий путем непосредственного воздействия на них сжатого или разряженного воздуха. Все пневматические транспортные системы делятся на две группы. Первая характеризуется тем, что изделия перемещаются за счет суммарного воздействия воздуха на торцовую поверхность изделия и сил вязкого трения, возникающих между изделием и струями воздуха, направленными под некоторым углом к направлению движения.



Таблица 4. Выбор оптимального варианта конструкции привода

Привод	Потребляемая мощность N_p , кВт	Параметр потока от-казов ω_1 , 1/цикл срабаты-ваний	Среднее время случай-ного ремонта $T_{в1}$, ч	Ко-эффи-циент готов-ности η_g
Электромеханиче-ский с мальтийским механизмом	1,24	10^{-4}	0,3	0,96
Электромеханиче-ский с кулачково-цевочным механиз-мом	0,925	$1,2 \cdot 10^{-4}$	0,5	0,93
Электромеханиче-ский с отключаемым асинхронным электродвигателем или с повторно-кратковременным включением электро-двигателя постоянно-го тока	0,975	$1,6 \cdot 10^{-4}$	0,5	0,9
Гидравлический поршневой с меха-низмом рейка-шестерня	1,08	$0,8 \cdot 10^{-4}$	0,4	0,96
Гидравлический с поворотной лопастью и обгонной муфтой	1,08	$1,8 \cdot 10^{-4}$	0,5	0,89

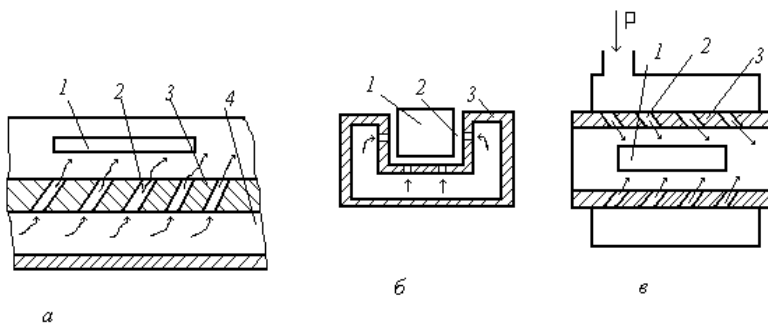


Рисунок 19. Схема пневматических транспортеров:
 а – открытая; б – полукрытая;
 в – закрытая с трубчатым лотком

Соотношение сил, создаваемых давлением и трением, зависит от формы и шероховатости поверхности изделия, формы, направления и шага расположения сопел, схемы выполнения транспортных лотков. Транспортные устройства этой группы могут быть выполнены по одной из трех схем: открытые, полукрытые и закрытые.

Открытый пневмотранспортер (рис.19,а) представляет собой камеру 4 необходимой длины в верхней крышке 3 которой выполнены наклонные сопла 2. Сжатый воздух, вытекая из камеры 4, поднимает изделие 1 над крышкой 3. В то же время горизонтальная составляющая силы давления струи и вязкого трения перемещает подвешенное изделие вправо.

Полукрытые транспортеры (рисунок 19,б), в отличие от открытых от открытых, снабжены соплами 2, расположенными в дне и боковых камерах 4. Полукрытые транспортеры позволяют увеличить угол подъема до $10-12^\circ$ и в определенной мере устранить контакт боковых поверхностей изделий о стенки лотка. Для предохранения всех поверхностей от повреждения в случае контакта со стенками лотка применяются пневмотранспортеры закрытого типа (рисунок 19,в).

Полусамотечные пневматические лотки (рисунок 20) имеют основание U. Две боковые стенки 4, канал 2, сообщающийся с отверстиями 3 диаметром 1—2 мм, расположенными вдоль лотка в один ряд. В канал 2 подается сжатый воздух, который образует между основанием лотка и транспортируемой заготовкой устойчивую воздушную подушку S. Воздушная подушка позволит заготовкам, находящимся в лотке, перемещаться самотеком при угле наклона γ , меньшем угла трения. Пневматические лотки приме-



Робототехника и мехатроника

няют для заготовок: а) у которых поверхности скольжения имеют гальваническое покрытие (хромированы, никелированы и т. п.); б) из материала с высокими фрикционными свойствами (резина, пластмассы, керамика и т. п.); в) перемещаемых с малыми скоростями.

Для того чтобы заготовка оторвалась от несущей поверхности пневматического лотка необходимо выполнить следующее условие:

$$\frac{T}{F} > \frac{G}{F} + p_a,$$

где T — несущая способность воздушной подушки (прослойки); F — площадь опорной плоскости заготовки; G — вес заготовки; p_a — атмосферное давление.

Несущая способность воздушной подушки для дисков

$$T = \frac{\pi d^2 p_a^3}{5(p_a^2 - p_2^2)} \left[1 - \frac{2p_2^2(p_a^3 - p_2^3)}{3p_a^3(p_a^2 - p_2^2)} \right],$$

а для квадратных и прямоугольных заготовок

$$T = \frac{2ab(p_a^3 - p_2^3)}{3(p_a^2 - p_2^2)},$$

где a и b — размеры сторон заготовки; d — диаметр заготовки; $p_2 = 0,65(p_a + p_a)$ — давление воздуха после питающего отверстия (p_a — избыточное давление). Недостаточная величина воздушной подушки приводит к неполному отрыву заготовки от поверхности лотка, а значительная величина воздушной подушки вызывает вибрацию заготовки, возможность потери заданной ориентации и даже сдувание ее. При шероховатости поверхностей лотка и заготовки соответствующих 4—5-му классу толщина воздушной подушки $S = 0,01 - 0,02$ мм.

Расход воздуха для создания заданной величины воздушной подушки в зависимости от типа подаваемых заготовок рассчитывается по следующим формулам:

для дисков



$$Q_2 = \frac{\pi S^3}{12\eta} \cdot \frac{p_2^2 - p_a^2}{p_a},$$

для прямоугольных и квадратных пластин

$$Q_2 = \frac{aS^2}{6\eta b} \cdot \frac{p_2^2 - p_a^2}{p_a}$$

где η — коэффициент абсолютной вязкости воздуха.
Давление воздуха в воздухоподводящем канале

$$p_1 = \frac{1}{F}(T - G) + (p_a - p_2)$$

диаметр питающих отверстий (отверстий на несущей поверхности лотка)

$$d_1 = \sqrt{\frac{S^3(p_2^2 - p_a^2)}{3\eta p_a u_1}},$$

диаметр отверстия, подводящего воздух в канал, сообщающийся с питающими отверстиями,

$$d_9 = \sqrt{\frac{nS^3}{3\eta u_1} \cdot \frac{p_a^2 - p_2^2}{p_a}},$$

где u_1 — скорость истечения воздуха через питающее отверстие; n — число питающих отверстий, расположенных на поверхности скольжения.

Питающие отверстия находятся на расстоянии $l = (0,6 - 0,75) b$ одно от другого, где b — размер заготовки в направлении ее перемещения.

Несущая поверхность пневматического лотка наклонена под углом, минимальная величина которого рассчитывается по формулам

для дисков



Робототехника и мехатроника

$$\sin \gamma = \frac{\pi d S}{6G} \left(\frac{2p_2^2}{p_a + p_2} - p_a \right),$$

для квадратных и прямоугольных пластин

$$\sin \gamma = \frac{aS}{G} (p_a - p_2).$$

Производительность пневматических лотков

$$Q = 3600 \frac{mvG}{b + l_0}$$

где v — скорость перемещения заготовок на воздушной подушке; l_0 — расстояние (интервал) между заготовками.

Для ориентировочных расчетов конечная скорость перемещения заготовки при начальной скорости $v_2 = 0$ и время движения заготовок при перепаде высот H рассчитываются по формулам

$$v = \sqrt{2gH(1 - fctg\gamma)},$$

$$t = \sqrt{\frac{2H}{g(\sin \gamma - f \cos \gamma)}},$$

где γ — угол наклона несущей поверхности лотка; f — коэффициент трения; $g = 9,81$.

Для того, чтобы заготовка поднялась над плоскостью пневмотранспортера, необходимо создать давление в прослойке

$$P_1 \geq \frac{G}{F_0},$$

где F_0 — площадь опорной поверхности заготовки; G — вес заготовки. При этом условии давление воздуха, поступающего в



ПОЛОСТЬ

$$P = P_1 \left[1 + \left(\frac{K}{\pi n d} \right)^2 \right],$$

где K - периметр опорной поверхности заготовки; n - число отверстий в пневмотранспортере, d - диаметр отверстия.

Диаметр входного отверстия воздуха в пневмотранспортере

$$d_0 = \sqrt{\frac{F_n}{0,785}}$$

F_n - суммарная площадь всех отверстий в пневмотранспортере.

Требуемый расход воздуха

$$V = 0,2 \frac{F_n \mu P}{\sqrt{T}} 10^3 \text{ м}^3 / \text{мин}$$

Здесь μ - коэффициент расхода ($\mu=0,47$), F_n - площадь подводящего отверстия диаметром d_0 . При проходных сечениях сопел $0,7...0,8 \text{ мм}^2$ и давлении воздуха $36...54 \text{ МПа}$ толщина воздушной подушки составляет $0,01...0,02 \text{ мм}$.

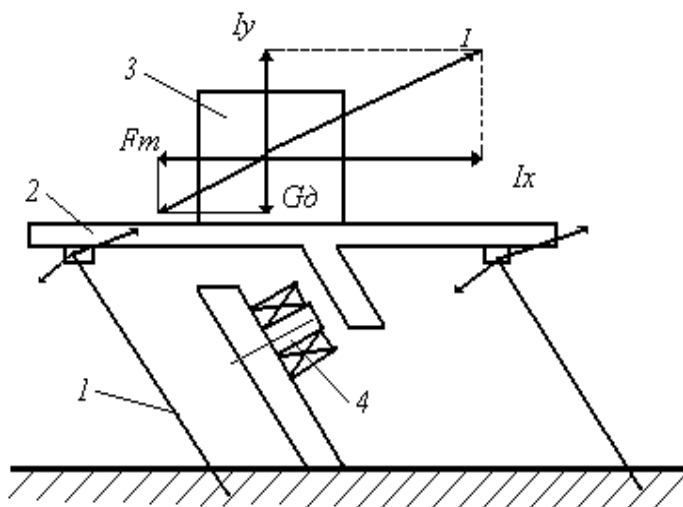


Рисунок 20. Схема действия
вибрационного транспортера.

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 (рисунок 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 массой детали m и ускорением ее движения adv . 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 относи-



тельно 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).

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.



Таблица 5. Рекомендуемые скорости принудительно-го перемещения деталей транспортерами и подъемниками

Тип	Скорость, м/мин	Примечание
Ленточный	40-60	Для деталей $m=2$ кг
Цепной	4 – 15	Для колец $D=24...160$ мм
Вибрационный	2 – 5	Для колец $D=10..30$ мм
Пневматический	6-10	Для деталей $m=1...2$ кг
Шаговый с собачками	10-12	Для деталей m до 100 кг
С поворотными захватами	30-40	Для деталей m до 60 кг
Переключающийся	5-10	Для деталей m до 40 кг
Пилообразный	4-10	Для валиков $D=10..20$ мм
Подъемники: шаговый	7-10	Для деталей $D=100...200$
вибрационный	4-10	Для деталей $m=0,1...0,3$
толкающий	3-6	Для деталей $D=40...100$

Лотками называют направляющие и ориентирующие устройства для самотечного или принудительного перемещения заготовок. Лотки являются эффективным средством организации транспортных потоков в РТК и могут также выполнять функции накопителей между магазином и питателем или между АБЗООУ и питателем. По форме лотки делятся на прямые простые, прямые роликовые, змейковые, зигзагообразные, каскадные и т. п. В зависимости от метода перемещения различают лотки-склизы и лотки-скаты.

По лоткам-склизам изделия скользят под действием собственного веса. Перемещение изделий по лоткам-скатам производится под действием собственного веса или путем транспортирования изделий некруглой формы по опорным роликам. Выбор способа перемещения зависит от формы изделия, требуемой ско-



рости перемещения, допускаемого угла наклона лотка и его размеров.

По конструкции лотки могут быть открытыми и закрытыми. Закрытые – применяют при вертикальном расположении лотка, наклоне лотка под углом свыше 10° , при большой длине заготовок и независимо от длины для заготовок типа ступенчатых и конических валиков, колпачков, так как они имеют склонность к перекашиванию. В закрытых лотках необходимо выполнять щели шириной 3...8 мм для наблюдения. Сечения лотков могут иметь различный профиль, определяемый объектом манипулирования и сортаментом проката. Высота бортов у лотков зависит от формы изделия и типа лотка.

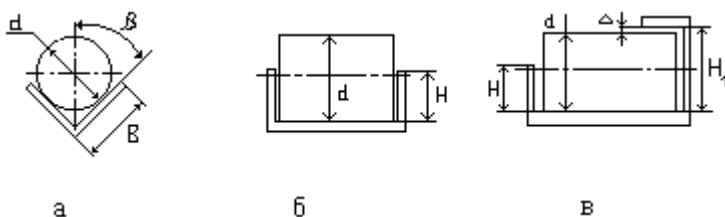


Рисунок 21. Формы лотков.

Для угловых лотков (рисунок 21) рекомендуют угол $\beta = 45^\circ$ для заготовок весом до 5 кг и $\beta = 60^\circ$ для заготовок весом более 5 кг. $B = (0,7...0,8)D$. Для открытых лотков $H > 0,6 D$, для полуоткрытых $H = 0,8D$ и $H_1 = D + \Delta$, где D - диаметр заготовки, Δ - величина зазора (0,5 ...1 мм).

При расчете лотков определяют скорость движения заготовки, которая не должна превышать предельно допустимой.

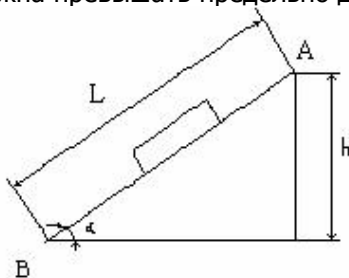


Рисунок 22. Схема скольжения заготовки по лотку.

Для лотков, в которых заготовка перемещается скольжением, конечная скорость движения заготовки по лотку в точке В



(рисунок 22)

$$V_k = \sqrt{2gh \left(1 - \mu \operatorname{ctg} \gamma \right)} \pm V_0^2,$$

где h - высота лотка, μ - коэффициент трения, v_0 - начальная скорость движения, γ - угол наклона лотка (25. . . 60°).

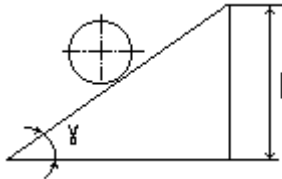


Рисунок 23. Схема качения заготовки по лотку.

Конечную скорость качения цилиндрической заготовки по наклонной плоскости определяют по следующим зависимостям (рисунок 24) без учета касания детали с бортами:

для цилиндрических заготовок

$$v_k = 0,816 \sqrt{2gh};$$

для кольцевых заготовок

$$v_k = 0,707 \sqrt{2gh}.$$

Для исключения превышения предельно допустимой скорости рекомендуют делать лотки с двумя углами наклона или с радиусом $R > l$, где l - длина заготовки. В отдельных случаях применяют демпферы для уменьшения скорости движения заготовок по лотку. Требуемое усилие демпфера

$$F_d > mg (\sin \gamma + \mu \cos \gamma).$$

Величину допустимого зазора в лотке рассчитывают из условия невозможности заклинивания детали при ее повороте:

$$\Delta = \frac{\sqrt{d^2 + L^2}}{\sqrt{1 + f^2}} - L,$$

где d - диаметр заготовки, L - длина заготовки, f - коэффициент трения между заготовкой и стенками лотка.



Робототехника и мехатроника

Ширина лотка B должна удовлетворять двум требованиям одновременно:

$$L + \Delta_{\max} < B < L + \Delta_{\min},$$

где Δ_{\max} и Δ_{\min} соответственно максимальное и минимальное значение зазора.

Роликовые лотки используют для межстаночной транспортировки заготовок. Наименьший допустимый наклон роликового лотка рассчитывают по формуле

$$\operatorname{tg} \gamma \geq \left(1 + z \frac{m_0}{n}\right) \frac{d_0 f}{D_p} + \frac{2k}{D_p}$$

где z - число роликов, на которых лежит заготовка; m_0 — масса ролика; m — масса заготовки; d_0 — диаметр оси ролика; f - коэффициент трения в цапфах роликов; D_p — диаметр ролика; k — коэффициент трения качения заготовки по роликам. По данным практики $\gamma = 4 - 5^\circ$.

$$d_0 \ll 0,1D_p;$$

$$D_0 = 0,9 \frac{L}{2}, \quad D_p = D_0 - (R - \sqrt{R^2 - r^2}),$$

$$C = R - \sqrt{R^2 - r^2}, \quad R = 0,7 \frac{d}{2},$$

где L — расчетная длина заготовки; D_0 — диаметр ролика по краинам; D_p — внутренний диаметр ролика; R - радиус выемки желобка ролика; r — радиус заготовки; C — величина углубления.

Ширину лотка выбирают конструктивно, а шаг между роликами

$$/ = 0,95L/2$$

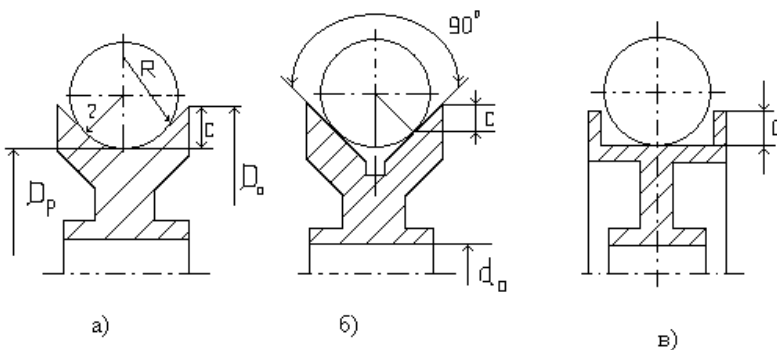


Рисунок 24. Форма роликов:
а — радиусный; б — угловой; в — канавочный.

Змейковые лотки применяют для перемещения в направлении перпендикулярном оси заготовки гладких и ступенчатых валков, цилиндрических полых заготовок, длина которых в четыре и более раза больше диаметра. Лоток имеет две щеки, у которых внутренние поверхности волнистые (рис.25).

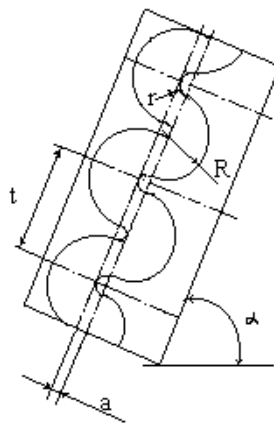


Рисунок 25. Схема лотка-змейки.



Транспортные роботы

В гибком автоматическом сборочном производстве широко применяются транспортные роботы. Транспортный робот представляет собой самоходную машину с автоматическим управлением. Для манипулирования, установки и фиксации грузов роботы снабжаются соответствующими устройствами и приспособлениями. К ним относятся бортовой манипулятор, подъемный стол, и т.п. В отличие от конвейеров транспортные роботы обладают большей гибкостью, а в отличие от электрокаров или автопогрузчиков – большим уровнем автономности. Гибкость обеспечивается возможностью изменения транспортных маршрутов и скорости перемещения грузов. При этом маршруты движения задаются путем предварительной прокладки трассы, либо программируются с помощью ЭВМ. Применение транспортных роботов имеет следующие преимущества:

1. Прокладка и изменение трасс движения осуществляется достаточно просто. Трассы, прокладываемые для робота, могут в случае необходимости использоваться и для электрокара.

2. Производительность транспортных средств можно изменять регулированием числа запускаемых в эксплуатацию роботов и соответствующей корректировкой расписания их движения.

3. Транспортные роботы не являются стационарным оборудованием и не требуют особого рабочего места. Ширина коридора вдоль трассы выбирается минимальной с учетом габаритов робота.

4. Транспортные роботы, получающие питание от бортовых аккумуляторных батарей, экономичнее, чем конвейеры и обладают свойством автономности действия.

5. Транспортные роботы имеют большой ресурс и снабжаются надежной системой безопасности.

6. Малогабаритность подвижного состава и полное освобождение проездов после прохождения транспортного робота для других видов транспорта;

Наибольшее распространение в ГПС нашли безрельсовые автоматические тележки, которые могут быть грузонесущими и тянущими (тягачи, буксиры с прицепными платформами, тележками). Возможности безрельсовых грузонесущих автоматических тележек очень широки прежде всего за счет простоты создания новых транспортных путей, оснащения тележек устройствами автоматизации погрузо-разгрузочных операций, что отражено в классификации.



На рисунке 26. представлена классификация транспортных роботов

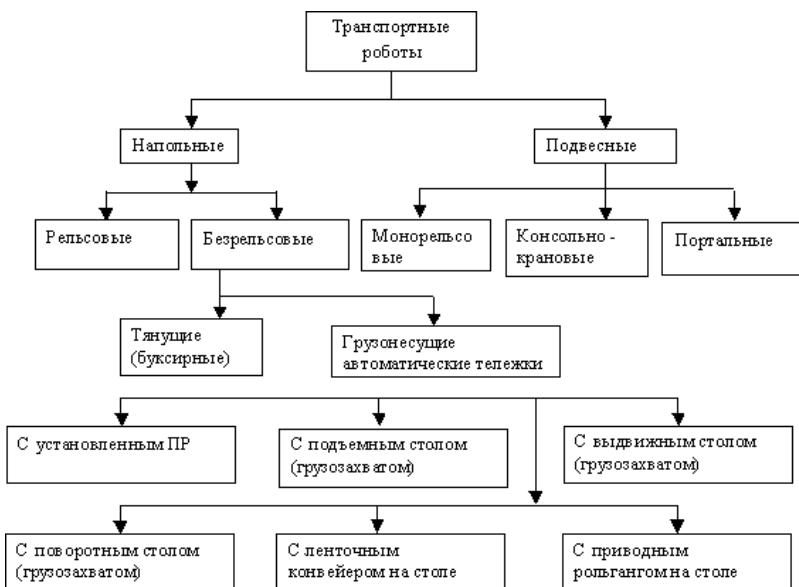


Рисунок 26. Классификация транспортных роботов.

В настоящее время создано много систем для слежения за маршрутом движения транспортных роботов (тележек) (рисунок 28).

Наибольшее распространение в транспортных роботах получили индукционные (электромагнитные) средства наведения. В этом случае трасса задается электромагнитным полем, создаваемым переменным низкочастотным электрическим током (обычно 5-10 кГц), который протекает по кабелю, проложенному под полом.

Наведение на кабель осуществляется с помощью двух симметрично расположенных приемных катушек. Электромагнитное поле индуцирует в приемных катушках напряжение. Если наведенное напряжение в катушках равно, то и угловые скорости вращения левого и правого ведущих колес устанавливаются одинаковыми. Если напряжения различны, то автоматически включается система управления, которая регулирует скорости вращения двигателей ведущих колес. Принципиальная схема управления показана на рисунке 27.

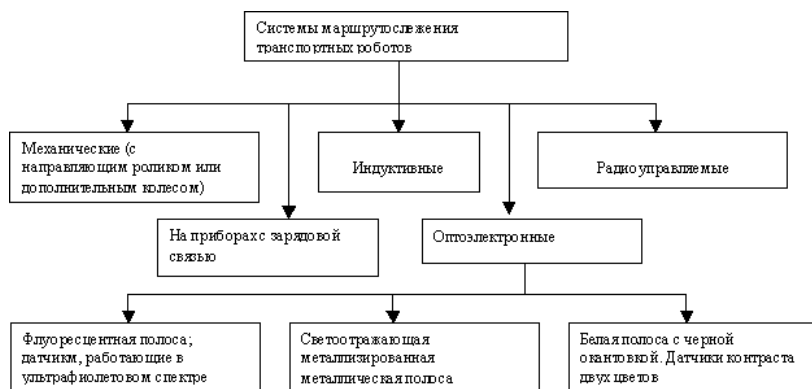


Рисунок 27. Системы маршрутослежения транспортных роботов

Переход с одной трассы на другую осуществляется роботом либо автономно, либо по команде внешней системы управления.

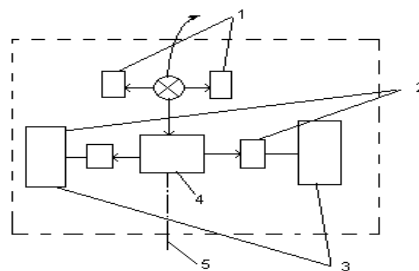


Рисунок 28. Принцип управления транспортным роботом с информационной системой наведения:

1 – приемные катушки, 2- электродвигатели, 3 – ведущие колеса, 4 – бортовая система управления, 5 – кабель наведения.

Индукционный принцип применяется и для определения положения робота на трассе, для чего используют витки проводов, уложенные под трассой. Робот, проходя над таким витком, уменьшает его индуктивность, что соответственным образом регистрируется. Индуктивные системы могут быть активными и пассивными. Так в последнее время разработаны системы, где информация о направлении движения, поворотах и остановках пе-



редается от управляющей ЭВМ по индукционному кабелю, вдоль которого движется тележка.

Оптоэлектронная система маршрутослежения состоит из световых маяков, расположенных в строгой последовательности на потолке цеха, и датчиков на приборах с зарядовой связью, установленных на тележке. Тележка ориентируется во время движения на световые маяки, а при точном позиционировании – на специальные метки, нанесенные на оборудование (станки, склад, станцию контроля и т.д.), у которого тележка останавливается.

Радиотелевизионные системы применяются редко из-за помех от большого количества стальных сооружений.

Для межоперационного транспортирования изделий применяют монорельсовые транспортные роботы. Эти транспортные манипуляторы располагаются над технологическим оборудованием, что позволяет экономить производственные площади. Они состоят из электротележки с приводом от специального шинпровода, перемещающейся по монорельсу, и установленного на ней ПР, который выполняет элементы технологических операций:

- ориентацию;
- укладку;
- перенос и перестановку по программируемой траектории;
- загрузку и разгрузку подвесок грузонесущих конвейеров;
- иногда загрузку технологического оборудования.

Подъемно-транспортные манипуляторы консольно-кранового типа имеют ограниченную зону действия, их применяют в качестве вспомогательных средств.

Портальные подъемно-транспортные роботы способны выполнять более широкий диапазон работ, включая передачу заготовок, оснастки и инструмента.

Для автоматизации транспортно-складских операций обычно используются роботы-штабелеры, представляющие собой каретку с погрузочно-разгрузочным механизмом и грузовой платформой, перемещающуюся в вертикальном и горизонтальном направлении вдоль стеллажей склада. Система управления складом, реализуемая на базе микроЭВМ, обеспечивает автоматическое адресование с учетом текущего состояния склада.

В автоматизированном гибком производстве более перспективными являются транспортные роботы с адаптивным программным управлением, отличительной чертой которых является формирование и хранение трасы (маршрута) движения в памяти управляющей ЭВМ. При этом вообще отпадает необходимость в



предварительной прокладке трассы в рабочей зоне в виде кабеля индукционного наведения или светочувствительной полосы. Благодаря гибкому программированию движений, такие роботы способны оперативно корректировать и оптимизировать трассу, объезжать препятствия и обеспечивать точную доставку деталей по адресам, предписываемым технологическим процессом.

При работе транспортных роботов в недетерминированных и изменяющихся условиях возникает необходимость придания адаптивной системе управления таких интеллектуальных функций, как распознавание объектов, анализ обстановки, формирование понятий и моделирование окружающей среды.

Автоматические бункерные загрузочные устройства

Автоматические бункерные загрузочные (АБЗУ) устройства используются для автоматического ориентирования и выдачи на позицию захвата ПР изделий, находящихся в бункере в беспорядочном положении (навалом). Все АБЗУ можно разделить на устройства с подвижным и неподвижным захватным органом. По траектории движения захватных органов АБЗУ делятся на вращательные, поступательные, возвратно-качательные.

В общем случае такие устройства состоят из группы механизмов, предназначенных для приема заготовок навалом и выдачи их в зону захвата ПР ориентированными в пространстве и во времени: предбункера, бункера, устройства автоматического ориентирования, лотка (магазина), отсекателя, питателя (рисунок 14).

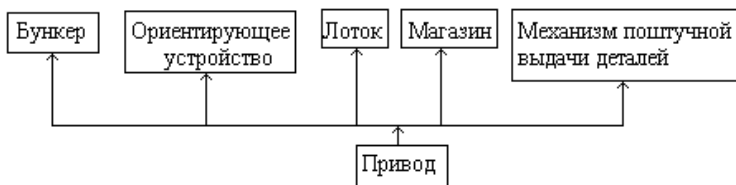


Рисунок 14. Общая структурная схема АБЗУ

Предбункер предназначен для создания необходимого за-



паса заготовок, обеспечивающих требуемое время непрерывной работы РТК и создания благоприятных условий для работы бункера.

Бункер принимает заготовки навалом и выдает их ориентированными в пространстве (первичная ориентация). Лоток служит для транспортирования заготовок между функциональными механизмами АБЗУ, может выполнять также функции магазина и устройства вторичной ориентации. Устройство вторичной ориентации осуществляет вторичное ориентирование заготовок сложной формы.

Магазин принимает, накапливает и сохраняет окончательно ориентированные заготовки, компенсирует неравномерную производительность бункера. Отсекатель и питатель работают синхронно с рабочими органами станка или ПР, подавая заготовку в зону захвата в определенные периоды рабочего цикла, т.е. ориентируют заготовки во времени.

К АБЗУ предъявляют ряд требований: производительность бункерного загрузочного устройства должна быть на 20-30% больше производительности технологического оборудования; заготовки не должны менять в бункерном загрузочном устройстве своих свойств; бункерное загрузочное устройство должно обладать свойством самовосстановления работоспособности в случаях возникновения заклинивания рабочих органов; колебания производительности бункерного загрузочного устройства должны быть минимальными во избежание увеличения вместимости лотка-магазина и другие.

В зависимости от формы изделий, подлежащих ориентации, АБЗУ подразделяются по способам захвата. Захват осуществляется за внутреннюю, внешнюю и за внутреннюю и внешнюю поверхности. Применяются захватные органы типа штырей, крючков, карманов, вращающихся трубок.

По расположению захватных органов АБЗУ делятся на устройства с тангенциальным, радиальным и аксиальным расположением; по способам ориентирования изделий АБЗУ можно разделить на три группы:

- ориентирующие захватными органами за один прием с удалением изделий, захваченных в правильном положении; этот способ реализуется крючковыми, карманчиковыми, щелевыми, трубчатыми захватными органами;

- ориентирующие захватными органами в два или несколько приемов; в этом случае вторичное ориентирование реализуется в результате прохождения изделий через трафарет или на призмах



по расположению центра тяжести;

- ориентирующие первично (иногда и вторично); окончательное ориентирование производится в дополнительных устройствах с помощью захватов ПР.

В зависимости от способа выдачи изделий рабочим органом АБЗУ принято разделять на три вида: поштучной, порционной и непрерывной выдачи. Первые характеризуются тем, что выдают единичные изделия через определенный интервал времени. Их средняя производительность

$$Q = k z n,$$

где z - число захватных органов; n - частота движения захватных органов; k - коэффициент заполнения захватных органов изделиями.

Коэффициент заполнения - величина случайная. Его среднее значение зависит от ряда факторов: конструктивного исполнения элементов бункера и захватных органов, формы и размеров изделий, скорости движения захватных органов, коэффициента трения заготовок о захваты органы и т. п. В связи с этим в большинстве случаев с увеличением скорости захватных органов сначала почти пропорционально увеличивается производительность (до некоторого предела). До этой скорости БЗУ работает с устойчивой производительностью. При дальнейшем увеличении окружной скорости прямая пропорциональность нарушается. Производительность хотя и продолжает расти, достигая максимума, но ее рост отстает от увеличения скорости, производительность БЗУ становится менее стабильной. При еще большем увеличении окружной скорости захватных органов производительность резко падает, дальнейшее повышение производительности возможно только при кардинальном изменении конструкции БЗУ.

Выдачу изделий порциями осуществляют секторные, ножевые, лопастные АБЗУ. Отличительный признак - захват нескольких изделий одним рабочим органом. Производительность

$$Q = k z m n,$$

где m - число заготовок, которое может находиться в одном захватном органе. К АБЗУ с непрерывной выдачей заготовок относятся центробежные, фрикционные, трубчатые, вибрационные. Производительность

$$Q = k v / l,$$



где v - скорость движения заготовки; l - размер заготовки в направлении движения.

При расчете и проектировании механизмов захвата и ориентации решаются следующие задачи:

- Расчет производительности.
- Расчет и проектирование бункера: расчет объема; проектирование формы бункера; проектирование способа подготовки к захвату.
- Расчет и проектирование захватных органов: проектирование формы захватных органов; расчет конструктивных параметров захватных органов;
 - Проектирование формы приемника.
 - Расчет лотка.
 - Расчет мощности привода механизма захвата и ориентации.

Карманчиковые АБЗУ (рисунок 15) относятся к механизмам поштучной выдачи заготовок и имеют производительность 60-120 шт/мин, максимальная окружная скорость захвата 0,3-0,4 м/с, коэффициент вероятности захвата 0,3-0,5. Рекомендуемые размеры ориентируемых деталей: $d < 50$ мм, $l/d < 4...4,5$.

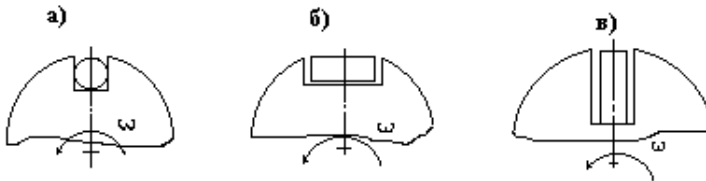


Рисунок 15. Схемы ориентации деталей в карманах

Различают карманчиковые механизмы с расположением пазов по хорде рабочего диска, перпендикулярно плоскости диска и по радиусу (рис.50, б, а, в).

Механизмы ориентации с расположением карманов по хорде применяют для заготовок типа цилиндрических валиков и фасонных колпачков диаметром менее 15 мм, длиной менее 80 мм при условии, что $l/d > 2, 5$, но не более 4,5. Размеры карманов: шаг $m = l + \delta + \Delta l$; ширина $L = l + 0,5d$, глубина кармана $b = (0,8...0,9)d$, где Δl - зазор между заготовкой и стенкой кармана; δ - толщина перегородки (определяется конструктивно). Число карманов можно увеличить, располагая их радиально, однако резко снижается коэффициент вероятности захвата. Его можно увеличить, сделав



на диске радиальные выступы размером $b=(1,4...1,6)d$. Для заготовок с $l/d < 1$ карманы располагаются по торцу заготовки.

Расчет конструктивных параметров бункера. Поскольку в дисковых бункерах захват и выброс детали осуществляется под действием ее веса, то для нормальной работы бункера необходимо обеспечить определенные соотношения между размерами детали и размерами захватных вырезов и скоростью перемещения захватного органа, исходя из скорости движения детали под действием собственного веса (рисунок 16).

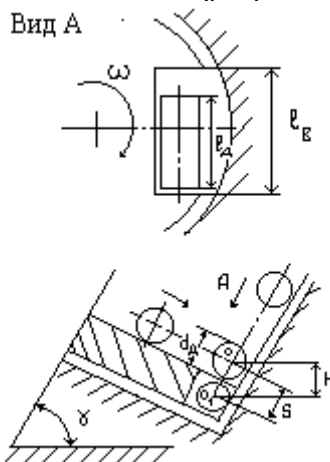


Рисунок 16. Схема захвата детали в дисковом бункере

В процессе захвата центр тяжести детали должен переместиться из точки O в точку O_1 за время прохождения под деталью захватного выреза. Очевидно, что для обеспечения западания детали в вырез длина последнего l_b должна быть больше длины детали l_d в направлении подачи. С другой стороны, для устранения заклинивания в вырезе по длине не должны помещаться две детали. Таким образом, необходимо соблюдать соотношение $l_d < l_b < 2l_d$.

Захват детали будет обеспечен, если за время t'_3 перемещения центра тяжести детали из O в O_1 вырез пройдет расстояние, меньшее или равное величине $l_b - l_d$. Следовательно, необходимо выполнение соотношения

$$V_b \leq (l_b - l_d)/k t'_3,$$

где v_b – окружная скорость перемещения выреза в направ-



Робототехника и мехатроника

лении подачи; $k > 1$, $k = (1,5...3)$.

Для увеличения производительности загрузки целесообразно увеличивать допустимую величину v_b , поэтому нужно выбрать $l_b = (1,5...1,8) l_d$.

Время перемещения детали t_3 определяется характером ее движения. В случае свободного падения детали с высоты H (при $\gamma = 90^\circ$, рис.30).

$$t'_{3n} = \sqrt{2H / g}$$

Величину H выбирают в зависимости от размера детали в направлении падения. При расположении деталей в бункере вплотную друг к другу (с запасом на возможную неопределенность в положении деталей) $H = (1,1...1,5) d_d$, где d_d – наибольшая длина детали в направлении захвата.

Если при захвате деталь скатывается в вырез по наклонной плоскости ($0 < \gamma < 90^\circ$), касаясь при этом соседних деталей или стенок бункера, то в первом приближении

$$t'_{3к} \approx \sqrt{2s_{ц} / g \left[\sin \gamma \cos \varepsilon - \mu_k \cos \gamma - \mu_c \sin \gamma \sin \varepsilon \right]}$$

где $s_{ц} = (1,1...1,5)d_d$ – путь, проходимый центром тяжести детали при захвате; γ – угол наклона оси бункера к горизонту; μ_k – коэффициент трения качения детали; μ_c – коэффициент трения скольжения детали; $\text{tg} \varepsilon = [(d_d - k l_d \sin \gamma) / 2s_{к}]$, $k = (D_d - d_d) / 2l_d$ – конусность детали, для цилиндрических деталей $k=0$; D_d – наибольший диаметр конусной детали; $s_{к}$ – перемещение центра тяжести конусной детали при захвате,

$$s_{к} = l_d \frac{0,75 + 0,5(1 - k l_d / d_d) + 0,75(1 - k l_d / d_d)^2}{1 + (1 - k l_d / d_d) + (1 - k l_d / d_d)^2}$$

Если деталь при захвате соскальзывает в захватный вырез по наклонной плоскости, то

$$t'_{3с} = \sqrt{2H / g \left[\sin \gamma - \mu_c \cos \gamma \right]}$$

где μ_c – коэффициент трения скольжения детали; $H = s_{ц} \sin \gamma = (1,1...1,5) d_d \sin \gamma$.



Таким образом, определив время захвата детали в зависимости от характера ее движения, можно определить допустимую величину окружной скорости движения диска на радиусе расположения захватных органов. Рекомендуемые значения коэффициента запаса $k = 1,5...3$. Не менее важным для работы бункера является процесс выброса детали (рисунок 17).

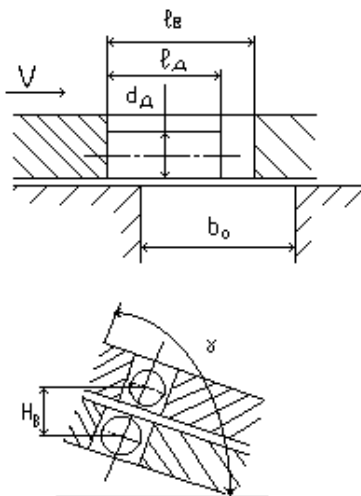


Рисунок 17. Схема выброса детали в дисковом бункере

За время движения захватного выреза над приемным окном шириной b_0 деталь должна успеть попасть в окно, что будет обеспечено при соблюдении условия

$$b_0 - l_0 \geq v \sqrt{2H_в / a_в},$$

где $H_в$ – минимальная высота перемещения центра тяжести детали, соответствующая полному удалению детали из захватного выреза; $a_в$ – ускорение выброса детали. Более точно ширину приемного окна выбирают, исходя из предупреждения возможного заклинивания детали в приемном окне и ее движения без потери первоначальной ориентации. Схемы заклинивания для разных деталей приведены на рисунке 18.

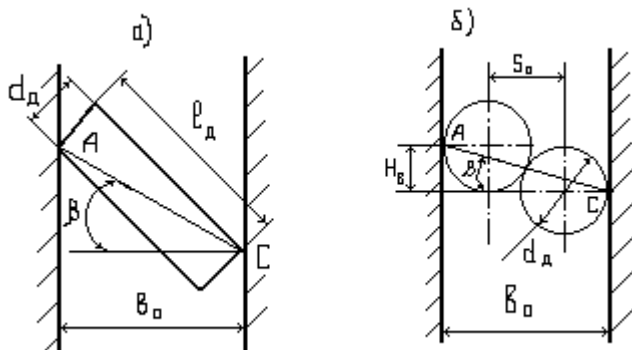


Рисунок 18. Схемы заклинивания деталей в приемном окне

Для детали, имеющей в плане прямоугольную (или близкую к ней) форму (рисунок 18, а), заклинивание в приемном окне возможно, если диагональ сечения детали AC образует с перпендикуляром к стенке окна угол, больший или равный углу трения, т. е. условие отсутствия заклинивания

$$\beta \leq k' \arctg \mu_c$$

где $k' = 0,5 \dots 0,8$ – коэффициент запаса. Данное условие выполняется при

$$l_0 \langle b_0 \leq k' \cos \arctg \mu_c \sqrt{l_0^2 + d_0^2}.$$

В случае цилиндрических деталей (рисунок 18, б) для устранения заклинивания принимается

$$d_0 \langle b_0 \leq k' \left[d_0 / \left(1 + \mu_c^2 \right)^{1/2} \right]$$

Высота перемещения центра тяжести детали H_0 находится в прямой зависимости от размеров детали в направлении ее выброса: $H_0 = (1,1 \dots 1,5) d_0 \sin \gamma$, где γ – угол наклона приемного окна к горизонту.

Ускорение выброса детали a_0 определяется характером ее движения. При свободном падении $a_0 = g$, при движении по наклонной плоскости $a_0 = g(\sin \gamma - \mu \cos(\gamma))$, где $\mu = \mu_k$ – коэффициент трения качения детали в момент выброса. Следовательно, для выполнения вышеприведенных условий необходимо ограничивать



скорость движения захватного выреза:

$$v \leq \sqrt{\epsilon_0 - l_0} \sqrt{a_e / 2H_e}.$$

Для наиболее часто загружаемых цилиндрических деталей, различно расположенных относительно захватного диска и приемного окна (рисунок 19) далее приводятся расчетные соотношения в окончательном виде:

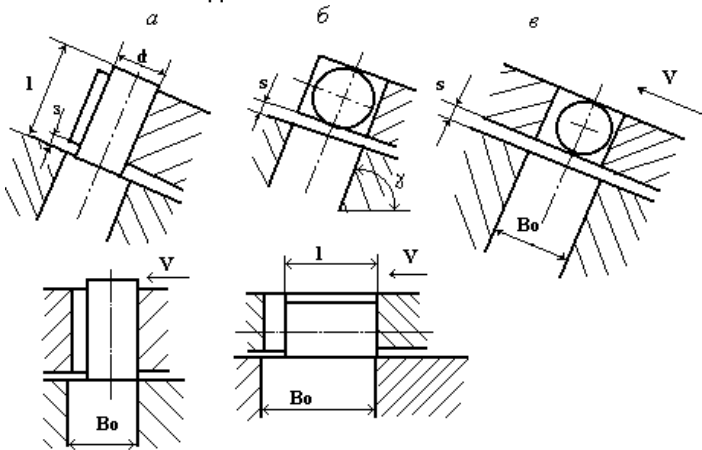


Рисунок 19. Схемы выброса деталей в приемное окно. Для случая, изображенного на рисунке 19,а

$$v \leq \sqrt{\epsilon_0 - l_0} \sqrt{g \left[\epsilon \cos \gamma - \mu_c \sin \gamma \right] 2 \left[\epsilon_0 - s_3 \right]}$$

Для случая (рисунок 19,б) движения детали в приемном окне с сохранением первоначальной ориентации

$$v \leq \sqrt{\epsilon_0 - d_0 / 2} \sqrt{g \left[\epsilon \sin \gamma - \mu_c \cos \gamma \right] 2 \left[\epsilon_0 - s_3 \right]}$$

Если происходит переориентация детали ее поворотом из горизонтального положения оси в вертикальное, то

$$v \leq 0,15 \sqrt{\left[\epsilon \sin \gamma - \mu_c \cos \gamma \right] l_0 \left[\arctg \left[\mu_c + d_0 / l_0 \right] \left[\epsilon - \mu_c d_0 / l_0 \right] \right]}$$

Для случая, приведенного на рисунке 19,в



$$v \leq \sqrt{(r_0 - d_0) g (\sin \gamma - \mu_c \cos \gamma)} \sqrt{2(r_0 - s_3)}$$

где $r_0 = 0,5 d_d$.

Нормальная работа бункера возможна только при условии самопроизвольного движения деталей по стенкам бункера к захватному устройству под действием их веса. Для выполнения этого условия угол наклона оси бункера должен лежать в определенных пределах: $(90^\circ - \gamma) > \arctg \mu_c < \gamma$. Обычно $\arctg \mu_c \approx 25 \dots 30^\circ$ и $\gamma = 55 \dots 50^\circ$.

Расчет бункера на производительность. Производительность дискового бункера подсчитывается по формуле для БЗУ с поштучной выдачей заготовок.

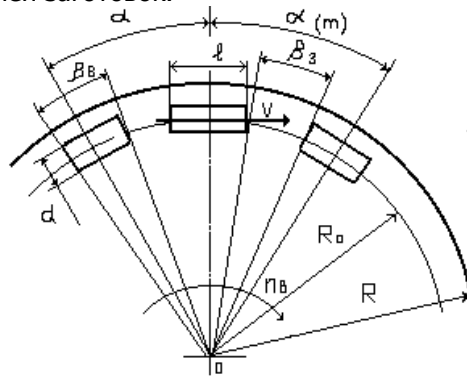


Рисунок 20. Схема дискового захватного органа.

В связи с тем, что существуют ограничения величины скорости захвата, для обеспечения требуемой производительности можно варьировать только число захватных органов z (или их шаг m).

Из рисунка 20 можно сделать вывод, что

$$m = 2\pi R_0 [(\beta_B + \beta_3) / 360^\circ] = \pi \alpha R_0 / 180^\circ.$$

При $R_0 \gg d_d$

$$m \approx l_B + \Delta l_B,$$

где l_B – длина захватного выреза в направлении подачи детали; Δl_B – расстояние между соседними захватными вырезами, которое берется из конструктивных соображений в пределах 5...10 мм. Обеспечению требуемой производительности загрузки соответствует выполнение условия $v\eta / Q \geq l_B + \Delta l_B$. Окружной шаг



вырезов находят из условия $m = v\eta / Q$ и из $mz = 2\pi R_0$ находят величины z и R_0 . Поскольку данное выражение имеет множество решений при различных сочетаниях искомых параметров, то следует руководствоваться конструктивными соображениями. В заключение определяют необходимую частоту вращения захватного диска $n = v / 2\pi R_0$ и наружный радиус диска:

$$R \geq \sqrt{R_0 + 0,5d_e} + 0,25l_e^2.$$

Расчет объема бункера. Объем бункера определяют из его емкости W , т.е.

$$V_6 = V_d W / k,$$

где V_d – объем одной детали; $k = 0,4 - 0,7$ – коэффициент заполнения бункера; W – емкость бункера (количество заготовок в бункере).

Требуемая величина V_6 может быть получена при различных формах бункеров, наиболее распространенными из которых являются цилиндрические и конусообразные (рисунок 21). Для загрузки деталей используется не весь объем бункера, а только часть его, в противном случае бункер работать не будет.

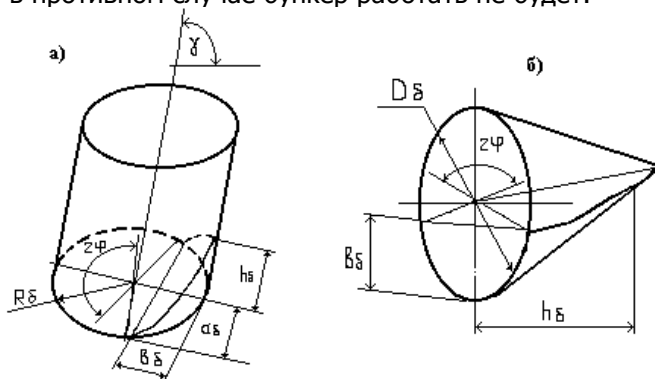


Рисунок 21. Геометрические схемы бункеров.

Для цилиндрического бункера (рисунок 21,а) при $a_6 = b_6 = R_6$

$$V_6 = (2/3) R_6^2 h_6; h_6 = R_6 \cos \gamma,$$



откуда

$$V_6 = (2/3) R_6^3 \cos\gamma.$$

Для бункера конической формы (рисунок 21,б)

$$V_6 = (h_6 D_6^2 / 24) (2\varphi - \sin^2\varphi),$$

где φ - угол, рад.

Таким образом, определив требуемый полезный объем бункера и выбрав его форму можно рассчитать геометрические размеры бункера. В том случае, когда размеры бункера для обеспечения требуемой емкости оказываются неприемлемо большими, можно применить двойной бункер из двух емкостей (рисунок 22).

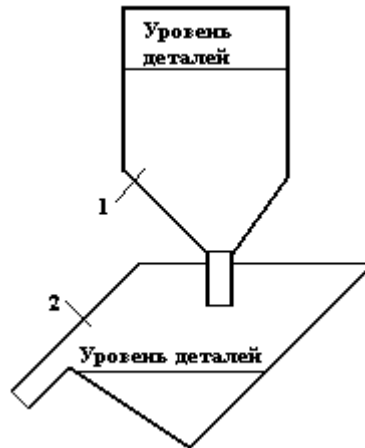


Рисунок 22. Двойной бункер.

Емкость 1 (предбункер) выполняет функцию накопителя основного запаса деталей, емкость 2 (бункер) осуществляет ориентацию и загрузку деталей. В этом случае сам бункер может иметь уменьшенную емкость, определяемую условиями его нормальной работы. Увеличенная же емкость предбункера не влечет за собой необходимость существенного увеличения габаритов последнего, так как, в отличие от бункера, предбункер может заполняться деталями почти полностью – это не влияет на его работу.

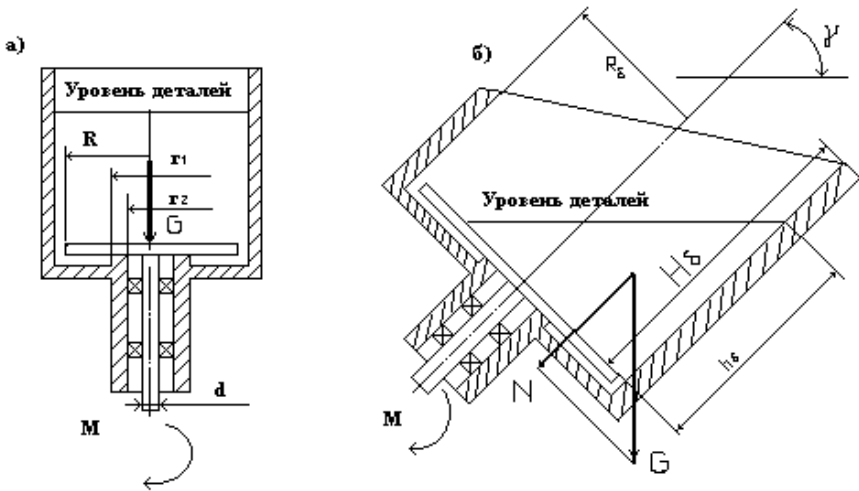


Рисунок 23. Расчетная схема к определению мощности привода дискового бункера.

Расчет привода бункера. В заключение расчета бункера необходимо определить требуемую мощность его привода (рисунок 23). Требуемый крутящий момент на валу рабочего диска

$$M_{в} = M_{д} + M_{п} + M_{р},$$

где $M_{д}$ - момент сопротивления вращению диска со стороны деталей; $M_{п}$ - момент трения подпятника, воспринимающего осевую нагрузку от веса деталей в бункере; $M_{р}$ - момент трения в радиальных подшипниках вала диска.

Для определения момента сопротивления необходимо определить вес деталей в бункере:

$$G = W m g,$$

где W – количество деталей в бункере, m – масса одной детали.

Расчетные соотношения для составляющих моментов зависят от расположения бункера в пространстве. Для бункера с вертикальной осью (рисунок 23,а)

$$M_{д} = (2/3) G \mu R,$$



где R - наружный радиус диска, μ - коэффициент трения.

Для подпятника с трением скольжения $M_{пс} = 0,5 G \mu_c (R_n + R_b)$, где R_n и R_b - наружный и внутренний радиусы подпятника, μ_c - коэффициент трения скольжения. Для подпятника с упорным шарикоподшипником

$$M_{пк} = D_o \mu_k G/d,$$

где μ_k - коэффициент трения качения, D_o - диаметр окружности центра шариков, d - диаметр шариков.

Момент трения радиального подшипника скольжения

$$M_p = 0,5 \mu_c A d,$$

где d - диаметр вала, A - радиальная нагрузка, μ_c - коэффициент трения скольжения.

Для радиального шарикоподшипника

$$M_p = M_o + 1,25 D_o \mu_k A / d,$$

где M_o - момент трения ненагруженного подшипника.

Для бункера с наклонной осью (рисунок 23,б) момент сопротивления диска определяется как

$$M_d \approx \mu_c G R_0 \sin \gamma,$$

где R_0 - радиус расположения центров захватных вырезов (рисунок 23), γ - угол наклона оси бункера к горизонту. Момент сопротивления подпятника находят подстановкой вместо G величины $G \sin \gamma$.

По суммарному моменту сопротивления находят требуемую мощность электродвигателя:

$$P_{дв} = (0,2 \dots 0,3) M_{\Sigma} n_{\Sigma} \left(1 / \prod_{i=1}^{z_n} \eta_i \right),$$

где n_{Σ} - частота вращения вала; η_i - механический к. п. д. привода одной ступени кинематической передачи от двигателя к диску. Необходимое передаточное отношение



$$i = n_{\text{дв}} / n_{\text{д}},$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения вала двигателя; $n_{\text{д}}$ – необходимая частота вращения диска. По потребной мощности двигателя выбирают двигатель, а исходя из этого и требуемого передаточного отношения рассчитывают редуктор.

Пример расчета карманчикового БЗУ. Рассчитать и спроектировать БЗУ к контрольно-сортировочному автомату для сортировки игольчатых стальных роликов диаметром 2мм и длиной 10 мм со сферическими концами. Требуемая производительность контроля $Q=8000$ шт/ч, время работы с одной загрузки не менее $t_p=2$ ч.

Требуемая производительность БЗУ $Q_6=1,15*Q=9200$ шт/ч.

Емкость БЗУ $W=8000*2/(1-0,15)=18824$ шт.

Масса одной детали $m_{\text{д}}=n d^2 l_{\text{д}} * 7,7/4 = \pi * 0,2^2 * 1 * 7,7/4 = 0,242$ г.

Наибольший вес деталей в БЗУ $M_{\Sigma}=18824*0,242=4556$ г.

Проверим возможность обеспечения требуемой производительности 9200 шт/ч или 153 шт/мин. $153 \leq (0,5 - 0,6) z n$, откуда $z n = (255 - 306)$ (1/мин). Следовательно, для обеспечения требуемой производительности частота вращения диска $n = (255 - 306) / (20 - 35) = 7,3 - 10,2$ об/мин. При стандартной частоте вращения электродвигателей 1200 – 3000 об/мин потребуется введение кинематической передачи с передаточным отношением $i = n_{\text{дв}} / n = (1200 - 3000) / (7,3 - 10,2) = 118 - 411$. Поскольку длина детали 10 мм, то шаг захватных вырезов на диске $m = (1,5 - 2,0) * l = 15 - 20$ мм. При этом диаметр захватного диска $D > m z / \pi = (15 * 20 - 35 * 20) / \pi = 95,6 - 223$ мм.

Окружная скорость движения захватных вырезов на диске $v = \pi D n = \pi (7,3 * 95,6 - 10,2 * 223) = 2,2 - 7,14$ м/мин = 0,037 – 0,119 м/с, что меньше допустимой максимальной скорости захвата для данного типа БЗУ, которая составляет 0,2 – 0,4 м/с.

Требуемый объем бункера $V_6 = (1,5 - 2) * (2 - 4) * \pi * 2^2 * 10 * 18824.4 = (1,8 - 4,73) * 10^6 \text{ мм}^3 - 0,0018 - 0,00473 \text{ м}^3$.

Конструктивный расчет элементов БЗУ. Длину захватного выреза в направлении подачи детали принимаем $l_b = 1,8 * l = 1,8 * 10 = 18$ мм. Поскольку детали в БЗУ лежат «навалом», то при загрузке деталь вероятнее всего будет не скатываться, а скользить в захватный вырез. Поскольку деталь стальная и бункер выполняется также из стали, то коэффициент трения скольжения μ_c



$= 0,15 - 0,2$ и $\arctg \mu_c = 8 - 11^\circ$. Выбираем угол наклона оси бункера $\gamma = 50^\circ$. Рассчитываем время захвата детали, приняв $H = 1,3d * \sin\gamma = 2$ мм.

$$t_p = \sqrt{2 * 2 * 10^{-3} / [9.8(0,77 - 0,2 * 0,64)0,77]} = 0,032 \text{ с}$$

Определим допустимую скорость движения захватного органа диска $v_d \leq (18 - 10) \cdot (2 * 0,032) = 125$ мм/с $= 0,125$ м/с. Поскольку бункер имеет тангенциальную выдачу деталей под действием усилия вращения захватного диска, то процесс выброса не лимитирует работу бункера и соответствующий расчет отпадает.

Расчет производительности бункера. Задаваясь величиной $\Delta l_b = 6$ мм, определяем шаг захватных органов $m = 18 + 6 = 24$ мм. Находим скорость движения захватного выреза, исходя из требуемой производительности и шага захватных органов: $v^* > mQ/\eta_{\text{сред}} = 24 * 153 / 0,55 = 6676$ мм/мин $= 0,111$ м/с.

Полученное значение $v^* < v_b$, следовательно, бункер с такой скоростью может работать. Примем $v = 0,111$ м/с. Определим радиус захватного диска по центру захватных вырезов, заметив, что $a/360 = 1$ я и приняв $z = 30$, получим $R_0 = mz/2\pi = 115$ мм. Находим частоту вращения диска $n_d = 0,111 * 10^3 / (2\pi * 115) = 0,154$ об/с $= 9,24$ мин⁻¹.

Определяем наружный радиус диска:

$$R > \sqrt{(115 + 0,5 * 2^2 + 0,25 * 18^2)} = 116 \text{ мм}$$

Примем $R = 116,5$ мм.

Расчет объема бункера. Требуемый объем бункера $V_6 = (\pi 2^2 \cdot 4) 10 * 18824 = 1,5 * 10^6$ мм³. Выбираем бункер цилиндрической формы и принимаем $a_6 = b_6 = R_6$. Находим высоту заполнения бункера деталями $h_6 = R_6 \cos\gamma = 116 * 0,64 = 74$ мм. Проверяем емкость бункера при принятых его размерах: $V_6 = (2/3) * 116^3 * 0,64 = 0,67 * 10^6$ мм³. Получившийся объем меньше требуемого объема и, следовательно, бункер с выбранными размерами не обеспечивает требуемой емкости. Найдем минимальное значение внутреннего радиуса чаши бункера, при котором можно получить требуемый объем бункера $V_6 = 1,25 * 10^6$ мм³, т.е.

$$R_6 = \sqrt[3]{3 * 1,15 * 10^6 / 2} = 152 \text{ мм.}$$

Высота заполнения чаши в этом случае $h_6 = 152 * 0,64 =$



97м. Конструкционная высота бункера $H_6 = 2R_6 \cos \gamma + 20 = 215$ мм.

В связи с изменением значения R_6 необходим пересчет некоторых параметров, полученных ранее.

Уточнение параметров, определяющих производительность бункера. Поскольку наружный радиус захватного диска для получения требуемого объема бункера возрос, то изменится и радиус расположения центров захватных вырезов. Новое значение можно найти из следующего выражения:

$$R_0 = \sqrt{R^2 + 0,25l_b^2} - 0,5l_b^2 = \sqrt{152^2 + 0,25 * 10^2} - 0,5 * 2 = 150,7 \text{ мм.}$$

Увеличим число захватных органов до $z=34$ и уточним шаг захватных органов: $m = (2\pi * 150,7)/z = 27,8$ мм. Оставив прежней длину захватного выреза, увеличим до 9,8 мм расстояние между краями выреза. Уточним требуемую частоту вращения захватного диска: $n = 0,111 * 10^3 / (2\pi * 150,7) = 7,02 \text{ мин}^{-1}$.

Расчет привода бункера. Определим вес деталей при максимальной загрузке бункера: $G = 18824 * 0,242 * 9,8 = 44,6$ Н. Момент сопротивления диска $M_d = 44,6 * 0,77 * 0,1507 * 0,2 = 1,04$ Нм. Принимаем в качестве опор вала диска подшипники качения, тогда момент потерь в подшипниках определим с учетом наклонного расположения оси бункера. Внутренний диаметр подшипников примем $d = 20$ мм.

$$M_{пк} = 0,001 * (30/6) * 444 \sqrt{6} * 10^{-2} = 0,002 \text{ Нм.}$$

$$M_{рк} = 1,18 * 10^{-6} + 1,25 * 0,001 * (52/6) * 44,6 * 0,77 * 10^{-2} = 0,004 \text{ Нм.}$$

Суммарный момент сопротивления диска

$$M_{\Sigma} = 1,04 + 0,002 + 0,004 + 1,046 \text{ Нм.}$$

Необходимая мощность двигателя (при двухступенчатой зубчатой передаче от вала двигателя к валу диска):
 $P_{дв} = 3 * 1,046 * (1/9,81) * 7,02 * 0,97 * 0,97 = 2,1 \text{ Вт}$



Крючковые бункерные загрузочные устройства.

Крючковые АБЗОУ относятся к механизмам поштучной выдачи и используются для деталей типа колпачков и втулок с $l > d$. Они получили широкое распространение в промышленности благодаря своей компактности, надежности в работе и высокой производительности. Максимальная скорость захватных органов для крючковых механизмов 0,2...0,5 м/с, коэффициент вероятности захвата 0,52...0,68.

Форма бункера зависит от типа захватного устройства. При крючковом диске бункер изготавливают в виде сосуда с полукруглым дном и предбункером. Заготовки, засыпанные в предбункер 2, поступают в бункер 1. Пространство предбункера от пространства бункера отделено заслонкой 3, посредством которой регулируется поток заготовок (рисунок 24).

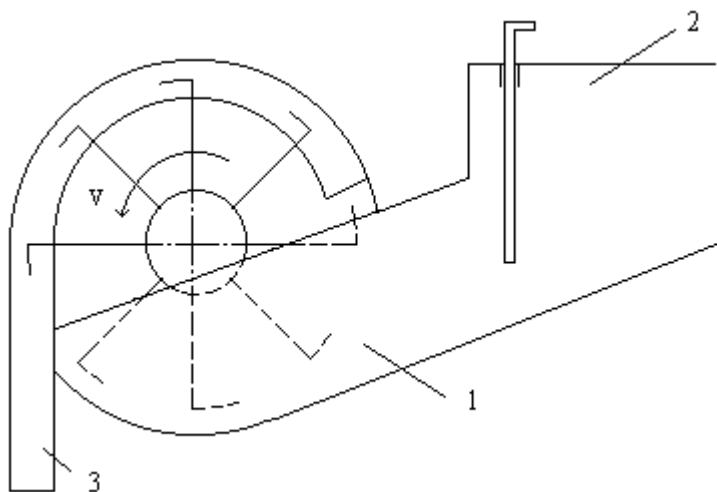


Рисунок 24. Крючковое бункерное загрузочное устройство.

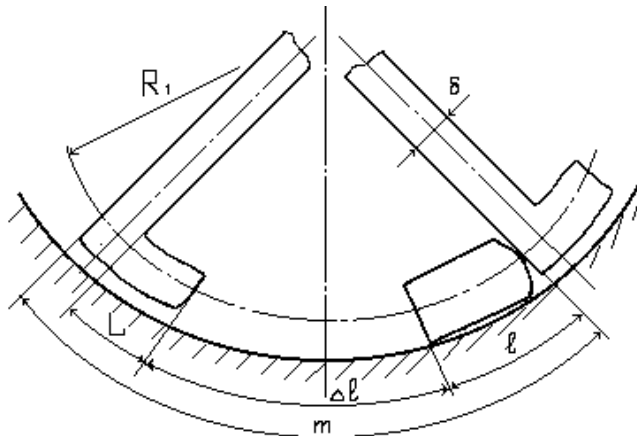


Рисунок 25. Захват деталей крючками.

Крючки (рисунок 25) - захватный и ориентирующий орган в подобных механизмах. Они обычно круглого сечения, а захватная часть - конической формы. Число крючков определяется производительностью, длиной заготовки и обычно равно 8...16. Шаг захватного органа крючкового механизма складывается из следующих элементов: m - шаг захватного органа, δ - толщина стержня крючка, L - длина крючка, l - длина захватываемой заготовки, Δl - зазор по шагу.

$$m = L + l + \delta + \Delta l$$

Время, необходимое для захватывания заготовки на пути S в желобок, без учета инерции движения определяется следующим уравнением

$$t = \sqrt{\frac{2S}{g(\sin \gamma - f \cos \gamma - 0,5d)}}$$

где γ - угол наклона боковой стенки бункера, S - длина пути заготовки по прямой, f - коэффициент трения качения, d - диаметр заготовки, g - ускорение свободного падения. За этот отрезок времени захватные органы, движущиеся с постоянной окружной скоростью V должны пройти путь, равный или чуть меньший, чем зазор по шагу $Vt = \Delta l$. Минимально возможное значение пути S будет равно d . Тогда получаем



$$\Delta l \geq v \sqrt{\frac{2d}{g(\sin \gamma - f \cos \gamma)0,5d}}$$

Радиус захватного органа крючкового механизма $R = (4 \dots 8)l$, где l - длина заготовки. Угол между осью крючка и осью ведущего его стержня берут равным $80 \dots 90^\circ$. При заданных R и l можно вычислить $\cos \varphi = l/2R$. Крючок выполняется конической формы. Диаметр отогнутой части крючка $d_2 = (0,45 \dots 0,6)d_1$. Диаметр конца крючка равен $(0,2 \dots 0,5)d_1$, d_1 - внутренний диаметр заготовки. Длина загнутой части крючка $L = (1,2 \dots 1,3)l$. Ширина приемника

$$b \geq \frac{4d^2 + 8R_1d + l^2}{8R + 4d},$$

где R - радиус по крючкам. Требуемый крутящий момент привода $M = \mu FR + F R \sin \beta$, где F - сила тяжести заготовок в объеме одного сегмента, $F = F_1(1,13 R/d)^2 \mu$ - коэффициент трения скольжения заготовки о бункер, β - угол естественного откоса. F_1 - сила тяжести одной заготовки, $N = (1,13R/d)^2$ - число заготовок в сегменте высотой $2R/3$, d - диаметр заготовки. В механизмах такого типа обязательно необходимо устанавливать предохранительную муфту между приводом и диском с захватными органами.

Пример: Спроектировать и рассчитать БЗУ для колпачков (рисунок 26); Время обработки 1,2 сек., производство - крупносерийное; положение колпачка в рабочей зоне - вертикальное, доньшком вниз.

Решение.

По классификатору данная заготовка относится к группе тела вращения, не имеющие плоскости симметрии, перпендикулярной оси (ориентируются по оси вращения и относительно плоскости, перпендикулярной оси вращения).

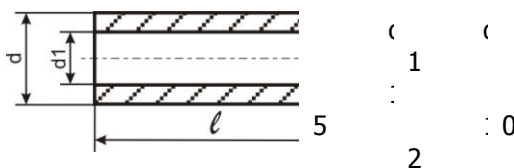


Рисунок 26. Параметры заготовки

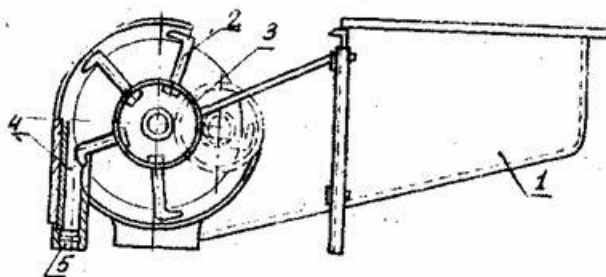


Рисунок 27. Вид БЗУ

Для загрузки колпачков могут применяться следующие БЗУ:

а) механизм с возвратно-поступательно движущимся стержнем. Применяется для колпачков с диаметром до 20 мм и высотой не более 25 мм;

б) механизм со штырями, установленными на бесконечном ремне. Применяется для колпачков с диаметром до 30 мм и высотой не более 40 мм;

в) механизм с крючками, расположенными по торцу диска. Применяется для колпачков диаметров более 10 мм и высотой 60-90 мм;

г) механизм с крючками, расположенными по боковой поверхности. Применяется для колпачков диаметром $d = 6 - 40$ мм, высотой до 70 мм.

В крючковом механизме ориентации заготовки из предбункера I, скатываются в корпус механизма, где выхватываются крючками 2, закрепленными на вращающемся диске 3. При дальнейшем вращении диска захваченные крючками заготовки передаются в приемник 4 в виде трубчатого лотка с разрезом, откуда они поступают в накопитель 5, отводящий их в питатель (рисунок 27).

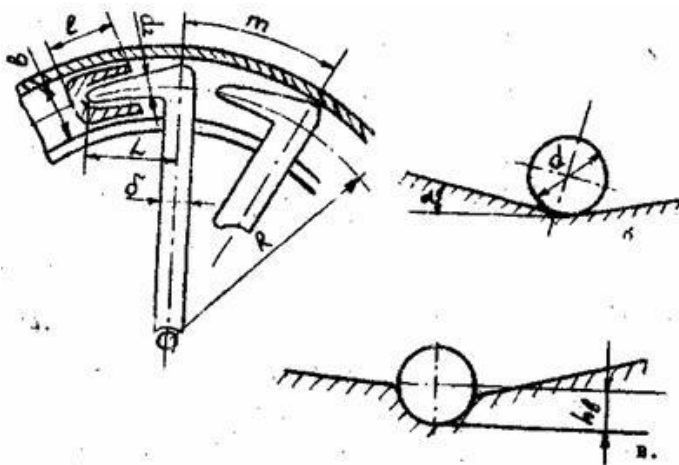


Рисунок 28. Перемещение заготовки в БЗУ

Для приспособлений с крючковыми захватами скорость $v = 170 - 200$ мм/сек. Принимаем 200 мм/сек.

Диаметр расположения крючков $D = 250 - 400$ мм. Принимаем $D = 300$ мм. Количество захватов $z = 8 - 14$. Принимаем $z = 10$. Минутная производительность определяется по формуле

$$\theta = \frac{60 \cdot 200 \cdot 10 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 300} = 64 \text{ шт/мин}$$

Диаметр по отогнутой части крючков - 300 мм (по ранее принятому). Диаметр стержня крючка (рисунок. 28а).

$$\delta = (0,4 \div 0,6)d = 0,5 \cdot 15 = 8 \text{ мм}$$

Длина отогнутой части крючка

$$L = (1,2 \div 1,3)R_1 = 1,2 \cdot 30 = 36 \text{ мм}$$

где R_1 - радиус отогнутой части крючка.

Зазор, обеспечивающий свободное перемещение заготовки на порцию захвата крючком (зазор по шагу)

$$\Delta l \geq v \sqrt{\frac{2l_{II}}{g(\sin \gamma - 2k \cos(\gamma/d))}}$$



где $l_{ц}$ - длина пути центра тяжести очередной заготовки при ее перемещении в зоне захвата. Принимаем $l_{ц} = 30 \text{ мм}$; γ - угол наклона дна бункера к горизонтальной плоскости (рисунок 36);

$\gamma = 15^\circ + 20^\circ$, принимаем $\gamma = 15^\circ$; k - коэффициент трения качения

$$\Delta l = 0,2 \sqrt{\frac{2 \cdot 30}{9,8(\sin 15^\circ - 0,1 \cos(15^\circ / 15))}} \approx 22 \text{ мм}$$

Шаг крючков

$$m = \delta + L + l + \Delta l = 8 + 36 + 30 + 22 = 96 \text{ мм}$$

Ширина приемника

$$\theta = \frac{4 \cdot d^2 + 8 \cdot R_1 \cdot d + l^2}{8 \cdot R_1 + 4 \cdot d} = \frac{4 \cdot 15^2 + 8 \cdot 14 \cdot d + 30^2}{8 \cdot 30 + 4 \cdot 15} = 18,7 \text{ мм}$$

Глубина впадины в дне бункера в зоне захвата крючками (рисунок 28в)

$$h_b \geq 0,5 \cdot d = 8 \text{ мм}$$

Диаметр отогнутой части крючка

$$d_2 = (0,45 \div 0,6)d_1 = 0,6 \text{ мм}$$

Угол отгиба крючка принимается равным $80 - 85^\circ$. Принимаем 80° .

Объем бункера

$$V = V_0 \frac{T}{t_{шт} (1+q)}$$

где T - промежуток времени непрерывной работы до очередного заполнения, $T \approx 30 \text{ мин}$; $t_{шт}$ - время обработки одной



заготовки, $t_{\text{шт}} = 1,2 \text{ сек}$; q - коэффициент заполнения бункера, $q = 0,6$; V_d - объем детали

$$V_d = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot h}{4} = \frac{3,14 \cdot 15^2 \cdot 30}{4} = 5300 \text{ мм}^3$$

Тогда ориентировочно, высота бункера 300 мм; длина бункера 1000 мм; ширина бункера 4 500 мм.

Мощность электродвигателя:

$$N = 0,0015D = 0,0015 \cdot 300 = 0,45 \text{ кВт}$$

где D - диаметр по захватам в мм.

Выбираем стандартный асинхронный электродвигатель мощностью $N = 0,6 \text{ кВт}$,

$n = 1500 \text{ об/мин.}$

Шибрные бункерные загрузочные устройства.

Шибрные АБЗОУ относятся к механизмам ориентации с выдачей заготовок порциями. Заготовки, засыпанные в бункер (рисунок 26), захватываются вертикально перемещающимся шибром (ножом) 1. Часть захваченных заготовок падает на поверхность приемника 2, а некоторые попадают стержнями между планками приемника лотка. Неправильно ориентированные заготовки отбрасываются обратно в бункер звездочкой 3, имеющей вращение навстречу потоку перемещающихся заготовок. Правильно ориентированные заготовки проходят под звездочкой и поступают в накопитель.

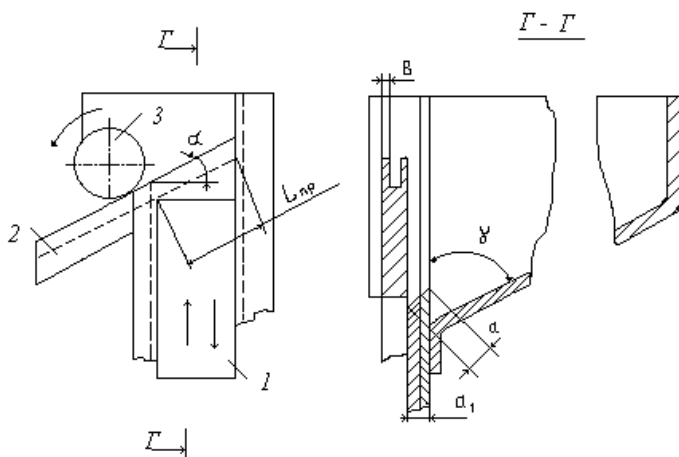


Рисунок 29. Шиберное загрузочное устройство

Шибер 1 совершает возвратно-поступательное движение от кривошипного механизма, кулачка или пневмоцилиндра. При выборе числа двойных ходов шибера в минуту необходимо исходить из следующих положений: время перемещения шибера за один рабочий цикл должно быть больше времени полной выдачи ориентированных заготовок из приемника в накопитель; сила инерции в конце хода шибера должна быть меньше силы, способной оторвать заготовку от ножа.

С учетом этих условий число двойных ходов

$$n_{\max} = 60 \sqrt{\frac{g(\sin \alpha - f \cos \alpha)}{2L_{\text{пр}}}}$$

где g - ускорение силы тяжести; α - угол наклона приемника (обычно равен 30°); f - коэффициент трения заготовок о приемник; $L_{\text{пр}}$ - длина той части приемника на которую поступают заготовки из шибера; $L_{\text{пр}} = (8 \dots 10) l$; l - длина заготовки.

Ширина щели приемника $B = 1,1d$ (d - диаметр заготовки); угол скоса шибера $\alpha_1 = 45^\circ$, ширина скошенной части $a = (2, 5 \dots 3)d$, толщина ребра шибера $a_1 = a \cos \alpha$, необходимое расчетное число ходов шибера $n = Q/mk$ (Q - производительность РТК), $m = L_{\text{пр}} / d$; k - коэффициент вероятности захвата ($k = 0, 5 \dots 0, 7$).

Пример: Спроектировать и рассчитать БЗУ для автоматической загрузки сборочного РТК. Заготовки-полуфабрикаты, полу-



Робототехника и мехатроника

ченные на холодновысадочном автомате, - круглые валики с буртом (рисунок 30). Заданная производительность 40 дет/мин.

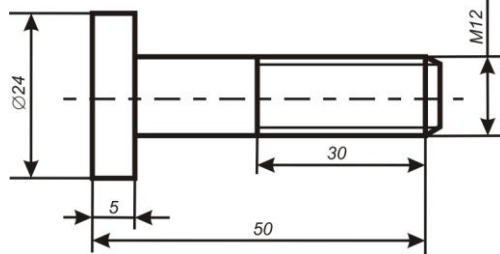


Рисунок 30. Круглый валик с буртом

Для данного типа деталей наиболее эффективным является бункер с ножевым захватом. Общий вид бункера показан на рисунке 31. Для заданных размеров детали и технологического оборудования выбранный тип БЗУ вполне пригоден.

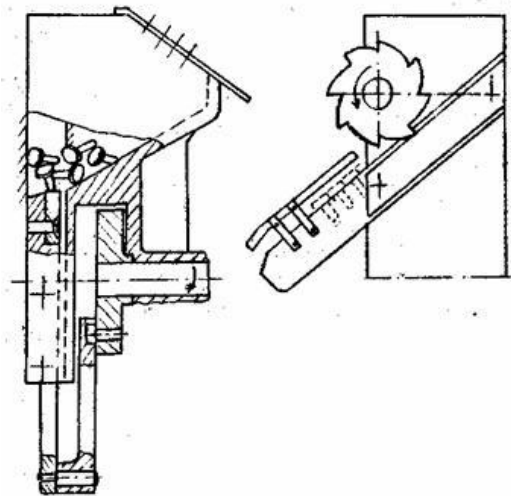


Рисунок 31. Общий вид бункера.

Число двойных ходов ножа в мин:



$$n_{дв.х} = \frac{v}{L \cdot \eta}$$

где: v - скорость движения детали в рабочей зоне в м/с (из паспортных данных станка $v = 2700$ мм/мин); L - длина ножа;

$$L = (7 - 10) \cdot l = 10 \cdot 50 = 500 \text{ мм}$$

l - длина заготовки; η - коэффициент захватывания заготовок ножом, $\eta = 0,15$;

$$n_{дв.х} = \frac{2700}{0,15 \cdot 500} = 35$$

Производительность для механизмов с выдачей заготовок в рабочую зону порциями (3)

$$\theta = \frac{35 \cdot 5 \cdot 0,15 \cdot 1}{0,5} = 52,5 \text{ шт/мин}$$

$$\theta_p \geq \theta_{ср} = 40 \cdot 1,2 = 48; \quad 52,5 > 48$$

Ширина бункера с боковым ножом (рисунок 32)

$$B = (8 - 10) \cdot l = 10 \cdot 50 = 500 \text{ мм}$$

Глубина бункера

$$h \approx \left(\frac{1}{4} + \frac{1}{3} \right) \cdot L = \frac{1}{3} \cdot 500 = 170 \text{ мм}$$

Скос ножа (рисунок 32) принимается в пределах $30^\circ = 45^\circ$.

Принимаем $\alpha' = 45^\circ$. Прямой участок ножа (рисунок 33)

$$\alpha \approx 0,1 \cdot D = 0,1 \cdot 24 = 2,4 \text{ мм}$$

где D - наибольший диаметр изделия. Принимаем 3 мм.

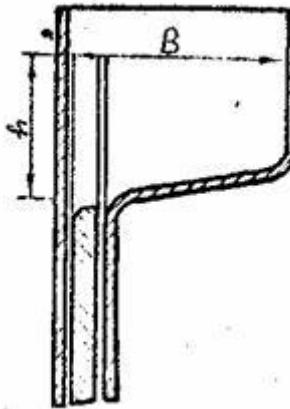


Рисунок 32

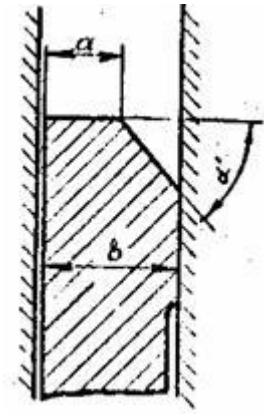


Рисунок 33

Толщина ножа (рисунок 33): $b \approx 1,1 D = 1,1 \cdot 24 = 28,5$ мм.

Принимаем $b = 27$ мм.

Потребляемая мощность электродвигателя $N \approx 0,008 L = 0,008 \cdot 500 = 0,4$ кВт.

Выбираем стандартный асинхронный двигатель: $N = 0,6$ кВт, $n = 1500$ об/мин.

Трубчатые бункерные загрузочные устройства. В трубчатых бункерных загрузочных устройствах захват и ориентация деталей осуществляются трубкой. При захвате ориентирующая трубка может вращаться, совершать возвратно-поступательные движения вдоль оси. Трубчатые бункеры применяют в основном для шариков и цилиндрических деталей. На рисунке 34 показана расчетная схема бункера с вращающейся трубкой и пальцем, предназначенного для загрузки роликов на позицию сборки подшипников. Палец является ворошителем деталей в бункере.

Производительность данного типа бункеров зависит от скорости движения трубки.



Робототехника и мехатроника

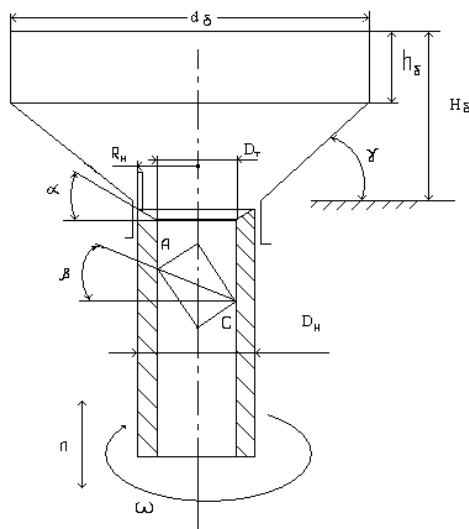


Рисунок 34. Расчетная схема бункера с вращающейся трубкой

Работоспособность бункера определяется углом наклона его днища γ , углом входного конуса захватной трубки α , диаметром трубки D_r и скоростью ее движения. Угол наклона днища бункера должен превышать угол трения деталей по днищу, но не должен быть слишком большим из-за роста потребной мощности привода. Рекомендуется, чтобы

$$\gamma = (1,8 \dots 2,0) \arctg \mu_c,$$

Где μ_c – коэффициент трения скольжения материала детали по дну бункера.

Обычно $\gamma = 45^\circ$.

Угол входного конуса захватной трубки α выбирают меньшим γ и близким к углу трения. Величина угла α связана с отношением $\lambda_d = l_d / d_d$, где l_d - длина детали, d_d - ее диаметр. Предельные значения λ_d для разных коэффициентов трения и углов α приведены в таблице .



Таблица 6.

α, град.	Предельные значения λ _д			
	μ _с			
	0,3	0,4	0,45	0,5
30	3,5	3,55	3,6	3,7
45	4,5	4,1	4,05	4,0
60	8,0	7,2	6,8	6,55

Диаметр захватной трубки определяется из недопустимости одновременного западания в нее двух деталей и условия заклинивания деталей в трубке. Первое условие выполняется при $D_T \leq (1,8...1,9)d_{вr}$, второе – при $\beta > \arctg \mu_{сr}$ откуда

$$D_T \leq (0,9...0,95)d_{вd} \times \sqrt{\frac{(1 + \lambda_d^2)}{(1 + \mu_c^2)}}.$$

Расчет производят по обоим выражениям и принимают меньшее значение D_T . В том случае, когда трубка не вращается, а совершает возвратно-поступательные движения, величину хода принимают равной

$$L_T = (0,5...0,9)l_d.$$

Некоторые особенности имеет расчет трубчатого бункера с возвратно-поступательно движущимися ползунами (рис.).

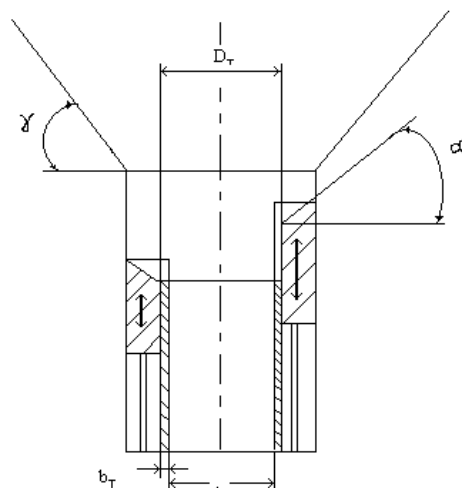


Рисунок 35.

Такие бункеры применяют обычно для загрузки роликов. При этом выбирают $\alpha = \gamma$. Диаметр ползунов D (мм) зависит от λ_d . При $\lambda_d > 1,7$ $D_T = 3d_d + 0,2$, при $\lambda_d \leq 1,7$ $D_T = d_d + 2b_T + 0,1$, где



b_T – толщина стенок трубки. Ход каждого ползуна $L_T = (0,5 \dots 0,9) l_{д.}$

Производительность бункеров с вращающейся трубкой $Q = (1,3 \dots 3) (n / \lambda_d)$ для $\lambda_d = 1,6 \dots 3,5$. При увеличении λ_d производительность уменьшается. Частота вращения захватной трубки n ограничивается допустимой окружной скоростью ворошителя. В качестве ограничения рекомендуют принять $v_0 \leq 50$ см/сек. Отсюда $n_{max} \leq v_0 / 2\pi R_H$, где R_H – наружный радиус ворошителя.

Производительность бункера с возвратно-поступательно движущейся трубкой

$$Q = nk,$$

где n – число двойных ходов трубки в единицу времени, k – коэффициент вероятности захвата (0,5...0,6). Допустимое число двойных ходов трубки:

$$n_{max} = 0,5 \sqrt{g / L_T},$$

где L_T – величина хода захватной трубки. Объем бункера:

$$V_6 = (1/3) [\pi r_6^3 \operatorname{tg} \alpha] + \pi r_6^2 h_6,$$

где h_6 – высота цилиндрической части бункера, r_6 – радиус бункера. Задаваясь одной из величин, находят геометрические размеры бункера.

Мощность привода, необходимая для приведения бункера в действие для бункера с вращающейся трубкой определяется по формуле:

$$P_{дв} = (2 \dots 3) M_c n_{тр} (1 / \prod_{i=1}^{z_i} \eta),$$

Где M_c – момент сопротивления вращению трубки; $n_{тр}$ – частота вращения трубки; η – коэффициент полезного действия одной ступени кинематической передачи от двигателя к трубке; z_i – число ступеней переада от двигателя к трубке.

Момент сопротивления вращению трубки складывается из момента сопротивления, оказываемого деталями в бункере вращению ворошителя, и момента сопротивления подшипников трубки:

$$M_c = M_d + M_T.$$

Момент сопротивления со стороны деталей приближенно



можно определить по следующей зависимости

$$M_d \approx \mu_c W_d \cos \gamma m_d (nH_6/V_6) (R_n^2 - 0,25D_T^2),$$

Где R_n , D_T , H_6 , γ – геометрические размеры элементов бункера; W_d – количество деталей в бункере.

Момент трения в подшипниках $M_T = G\mu R_n$, где G – суммарная нагрузка на подшипники (осевая или радиальная в зависимости от назначения подшипника); μ – коэффициент трения (качения или скольжения в зависимости от вида подшипника); R_n – радиус подшипника. Для подшипников качения – средний радиус..

Для бункера с возвратно-поступательно движущейся трубкой расчетные соотношения видоизменяются. Мощность привода:

$$P_{дв} = (2...3) F_{max} v_{max} (1 / \prod_{i=1}^{z_i} \eta),$$

где F_{max} – наибольшая сила сопротивления движению трубки; v_{max} – наибольшая скорость движения трубки.

Наибольшая сила сопротивления движению трубки складывается из веса деталей, динамической силы и силы трения в направляющих трубки:

$$E_{max} = m_d W_d [nH_6 D_n^2 (g + a_T) / 4V_6] + F_c,$$

где D_n наружный диаметр трубки; a_T – ускорение движения трубки; F_c – сила трения в направляющих трубки. Наибольшая скорость движения трубки:

$$v_{max} = \sqrt{a_T L_T},$$

где L_T – величина хода трубки (ползуна).

К механизмам ориентации, выдающим заготовки непрерывным потоком, относятся дисковые со щетками, трубчатые и вибробункеры. Дисковые фрикционные механизмы ориентации применяют для подачи стержней, втулок небольшого размера, дисков, колец и т. п.. В механизме, показанном на рисунке 42, заготовки загружаются в бункер 2 на поверхность вращающегося диска 1, которым и переносятся в лоток 3. Лоток расположен по касательной к стенке бункера. В рассматриваемом механизме какие-либо устройства для ориентации отсутствуют. Диск вращается от шкива через пару конических зубчатых колес или червячный редуктор. В тех случаях, когда диск имеет размеры более 1000 мм, он вращается от цилиндрической зубчатой передачи; при этом ведомое колесо представляет собой зубчатый венец, насаженный на диск, перемещающий заготовки.

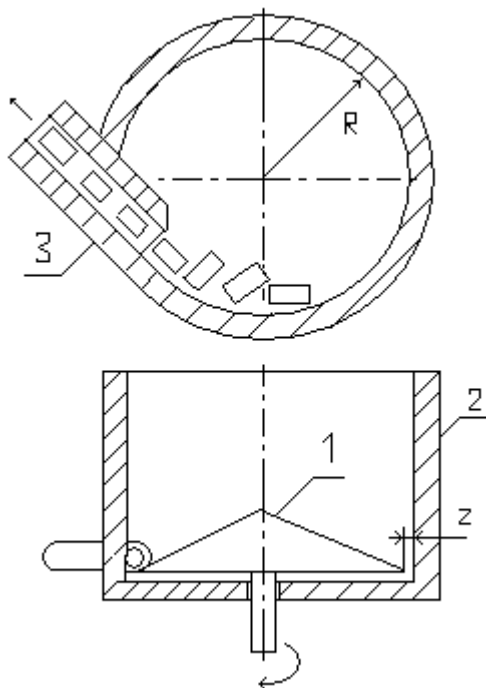


Рис. 42. Дисковый фрикционный механизм ориентации для дисков, втулок и стержней

Производительность фрикционного механизма ориентации

$$Q = \eta \frac{\sqrt{gR}}{60l},$$

где R — радиус вращающегося диска; l — длина заготовки; η — к. п. д. передачи; $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$.

Число оборотов диска механизма, подающего заготовки,

$$n = \frac{Q_1 d}{\eta_1 \pi D_{\text{ср}}},$$

где Q_1 — число заготовок, которое необходимо подавать; $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр диска; d — диаметр заготовки;



$$\eta_1 = \frac{8 - a}{10 + a},$$

коэффициент, учитывающий проскальзывание заготовок и прочие неполадки; a — количество слоев заготовок.

Эти механизмы применяют для заготовок цилиндрической формы (валиков, втулок, дисков, колец) сравнительно небольших размеров, из любых материалов. Хорошо подаются заготовки типа валиков (втулок) при отношении $l/d = 1,5 \dots 5$; при $l/d < 1,5$ не обеспечивается горизонтальное положение заготовки, а при $l/d > 5$ значительно увеличивается диаметр диска и размер механизма.

Для валиков диаметр бункера в мм: $D > (15 \sim 20)d$, а для колец и дисков $D = (12 - 15)d$. Зазор между диском и стенкой бункера $Z = 1 - 2$ мм.

Вибрационные бункерные загрузочные устройства.

Вибрационные бункерные загрузочные устройства относятся к АБЗОУ выдающим заготовки непрерывным потоком и получили широкое распространение особенно в РТК сборки благодаря ряду преимуществ, к которым можно отнести отсутствие движущихся частей, простоту конструкций, высокую эксплуатационную надежность, возможность транспортирования и ориентирования малопрочных и хрупких материалов. Кроме того, такие устройства обладают возможностью быстрой адаптации к частым изменениям производственно-технологических требований, характерных для многономенклатурного производства.

По типу вибраторов вибробункеры делятся на пять групп: дебалансные, электромагнитные, механические, пневматические, гидравлические. Самым целесообразным в экономическом и эксплуатационном отношении является электромагнитный привод бункера. Однако при таком типе привода необходимо предусматривать меры по защите деталей от намагничивания.

Вибробункерные устройства с дебалансным вибратором могут подавать детали на большую высоту (частота колебаний 25...50 Гц с большой амплитудой), устройства с механическим вибратором используют, когда требуется обеспечить западание одной детали в другую, например монтаж заклепок в сепараторе



подшипника (частота колебаний = 4...10 Гц), вибробункеры с пневматическим (частота колебаний = 20...40 Гц) и гидравлическим (частота колебаний = 50...100 Гц) вибраторами применяются редко.

Работа вибробункера основана на движении заготовок по лотку под действием вибраций, т. е. колебаний малой амплитуды и большой частоты. В вибробункерах: заготовки движутся под действием только сил инерции; равномерная и постоянная скорость движения заготовок создает благоприятные условия для ориентации, что особенно важно для заготовок сложной формы; движение заготовок по лотку не зависит от их массы.

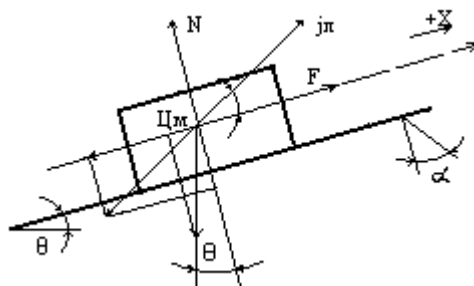


Рисунок 27. Принцип работы вибробункера.

На изделие (рисунок 27), находящееся на наклонном вибрлотке (колебания направлены под углом α к горизонту), действуют: сила тяжести G ; сила реакции N лотка; сила трения F и сила инерции $F_{и} = ma = mA\omega^2 \cos \omega t$, где m – масса изделия, a – ускорение, ω – частота вынужденных колебаний, A – амплитуда колебаний лотка.

Действие силы инерции совпадает с направлением движения изделий по лотку, лишь в момент трогания она направлена противоположно движению. Сила трения направлена противоположно движению изделия. Спроектируем все силы, действующие на изделие, на оси x и y и запишем уравнение гармонического колебания лотка

$$m\ddot{x} = -mg \sin \beta - mA\omega^2 \cos \omega t \cos(\alpha - \beta) + F \operatorname{sign} \dot{x},$$

$$m\ddot{y} = -mg \cos \beta - mA\omega^2 \cos \omega t \sin(\alpha - \beta) + N,$$

где α – угол наклона плоскости колебаний; β – угол подъема



лотка (направления движения);

x – текущая координата центра масс изделия; y – текущая координата поверхности изделия.

Сила трения для $y = 0$

$$F \operatorname{sign} \dot{x} = +fN \text{ при } \dot{x} < 0 \text{ или } -fN \text{ при } \dot{x} > 0,$$

где f – коэффициент трения скольжения. В начальный момент времени ($t = 0$, $y = 0$)

$$-mg \cos \beta - mA\omega^2 \sin(\alpha - \beta) + N = 0$$

сила трения

$$F = -fN = -f m [g \cos \beta + A\omega^2 \sin(\alpha - \beta)].$$

Увеличению силы трения способствует суммарное действие силы тяжести G и силы инерции $F_{\text{ин}}$, поэтому в начальный момент колебательного движения, когда скорость лотка еще мала, изделие перемещается вместе с лотком; с возрастанием скорости движения растет и сила инерции, что уменьшает значение N . При равенстве нормальных составляющих силы тяжести и силы инерции изделие оказывается в состоянии невесомости. При $t = t_0$; $y = 0$; $N = 0$; $F = 0$ из приведенного выше уравнения

$$\cos \omega t_0 = \frac{g \cos \beta}{A\omega^2 \sin(\alpha - \beta)}, \text{ или } R_0 = \frac{A\omega^2 \sin(\alpha - \beta)}{\cos \omega_0 t} = \frac{4A\pi^2 v^2 \sin(\alpha - \beta)}{g \cos \beta}.$$

$$A\omega^2 \cos \omega t_0 \sin(\alpha - \beta) = g \cos \beta,$$

Значение $(\cos \omega t_0)$, или его обратная величина R_0 , характеризует режим работы вибрационного грузозачного устройства.

При $(\cos \omega t_0) < 1$ изделие начнет отрываться от лотка и будет совершать релаксационное движение, где $\omega = 2\pi\nu_B$ – круговая частота вынужденных колебаний лотка; ν_B – частота вынужденных колебаний, Гц. При $R_0 \leq 1$ изделие движется по лотку без отрыва с проскальзыванием; при $1 \leq R_0 \leq 1,16$ – плавное движение без заметного отрыва; при $R_0 = 1,16 \dots 1,7$ – движение с подбрасыванием. Эти режимы используют в вибрационных питателях или грузозачных устройствах. При $R_0 = 3,3$ наступает режим непрерывного подбрасывания, который практически непригоден для работы бункера. Средняя скорость движения по лотку в рабочих режимах

$$V_{\text{cp}} = V \cos(\alpha - \beta) \quad k_v = 2\pi\nu_B A \cos(\alpha - \beta) k_v.$$

Коэффициент, учитывающий снижение средней скорости



Робототехника и мехатроника

движения изделия относительно максимального значения скорости лотка k_v зависит от параметров питателя и режима работы, для $R_0 \leq 1$ $k_v = (0,18 \dots 0,2)R_0(1 - \operatorname{tg}\beta/f)$.

Угол бросания для v_{cp}

$$\psi - \beta \approx \operatorname{arctg} \frac{R_0 g \cos \beta k_v}{2\pi v_g v_{cp}}$$

Скорость движения заготовки по дорожке регулируют изменением:

- величины напряжения, питающего катушки электромагнитов;
- силы тока в катушке последовательно включенным реостатом;
- тягового усилия электромагнита за счет регулирования воздушного зазора между якорем и статором электромагнита;
- магнитного потока;
- фазового угла.

Резонансная настройка вибробункера регулируется изменением:

- момента инерции поперечного сечения рессор;
- рабочей длины рессор;
- массы или момента инерции системы;
- жесткости рессор.

Наибольшее распространение получил привод с электромагнитами переменного тока с питанием от сети и частотой 50 или 100 Гц.

При выборе частоты колебаний необходимо учитывать следующее:

- частота 100 Гц целесообразна, если по условию ориентирования требуется уменьшить высоту подбрасывания деталей или если конструкция питателя требует точного положения габаритной детали;
- максимальная скорость транспортирования при частоте 50 Гц больше, чем при частоте 100 Гц;
- на один и тот же вибратор при частоте 50 Гц можно установить чашу значительно больших габаритов и массы, чем при частоте 100 Гц;
- вибробункер, работающий при частоте 100 Гц, имеет больший запас прочности рессор и более надежен в эксплуата-



ции.

На практике частоту 50 Гц обычно принимают при диаметре бункера 100...500 мм.

Угол подъема спирального лотка выбирают в пределах $\beta = (0,5...3^\circ)$. Далее определяют угол направления колебаний α . Угол наклона пружинных подвесок $\text{tg } \psi = R \text{ tg} \alpha / r$, где R – средний радиус движения изделий по лотку; r – радиус верхней заделки пружинных подвесок. Для ВБЗУ с цилиндрическим бункером $r = R(0,75...0,9)$.

В вибробункерах обычно применяют гармонический закон колебаний, который легко получается с помощью электромагнитного привода и упругой системы (чаша с заготовками крепится к основанию на пружинных подвесах, образуя упругую систему). Заготовки перемещаются за счет одновременного сообщения им вертикальных возвратно-поступательных движений электромагнитным приводом и крутильных колебаний упругой системой.

Расчет параметров вибробункера производят в следующей последовательности:

- Рассчитывают требуемую производительность загрузочно-го устройства по заданной цикловой производительности РТК:

$$Q_6 = Q_{\text{ц}} * K_n \text{ шт/с,}$$

где K_n – коэффициент переполнения, равный 1,1...1,15.

- Определяют скорость движения заготовки по спиральному лотку, обеспечивающую требуемую производительность ВЗУ:

$$V = Q_6 * l / K_1 * K_2 \text{ мм/с,}$$

где l – длина заготовки; K_1 – коэффициент заполнения (для условий первичной ориентации $K_1 = 0,9$); K_2 – коэффициент плотности потока деталей (для условий вторичной ориентации $K_2 = 0,5$).

Полученное значение скорости сравнивают с допустимым $V \leq [V]$, где $[V]$ – предельная скорость соударения, которая зависит от материалов заготовки и вибролотка. $[V]$ принимают из таблицы 7.

Таблица 7.

Зависимость предельной скорости соударения от материалов

Материалы	$[V]$, мм/с
Сталь по стали	70 – 90
Алюминий по стали	100 – 120
Бронза по стали	60 – 70
Пластмасса по стали	120



Принимают частоту колебаний электромагнита бункера.

- Рассчитывают конструктивные параметры.

К основным конструктивным параметрам вибрационного бункера (рис.63) относят: диаметр чаши бункера D_n , шаг спирального подающего лотка t , угол подъема спирального лотка α , угол наклона пружин подвески чаши β , диаметр пружинных стержней d_c и их рабочую длину l_c .

Внутренний диаметр чаши бункера выбирают из наибольшей длины загружаемой детали: $D_b < (8 \dots 12)l_d$. Большие величины соотношения D_b / l_d выбирают для деталей с плоскими торцами. Толщину Δ обечайки чаши выбирают в зависимости от технологии изготовления: для точеных чаш $\Delta = (2 \dots 3) 10^{-3}$ м; для сварных чаш $\Delta = (1 \dots 1,5) 10^{-3}$ м. Наружный диаметр чаши определяют по формуле:

$$D_n = D_b + 2\Delta$$

и округляют его до ближайшего большего стандартного значения 60, 100, 120, 160, 200, 250, 320. . . 1000 мм.

Шаг спирального лотка определяют из условия:

$$t > (d + \delta) 1,5,$$

где d - наибольший диаметр детали (для тел вращения); для призматических деталей

$$d = h,$$

где h - высота детали; для плоских $d = b$, где b - ширина детали; δ - толщина вибродорожки, определяется технологией изготовления в пределах $\delta = (1 \dots 3) 10^{-3}$ м.

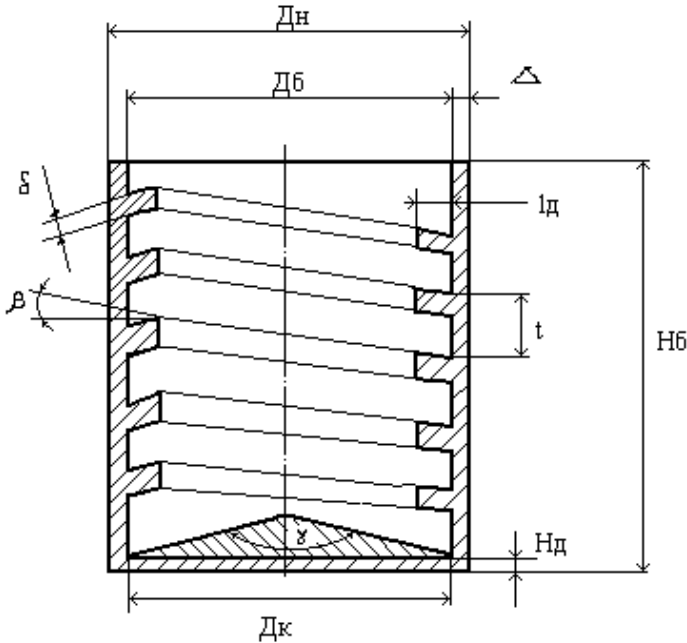


Рисунок 28. Основные размеры чаши вибробункера.

Если чаша многозаходная, то шаг спирали при n заходах
 $t \geq 1,5(d + \delta)$.

При нарезке спирали на станке шаг нарезки округляют до ближайшего большего числа из ряда: 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 32, 36, 38 мм.

Угол подъема спирали лотка

$$\beta = \arctg(t/\pi Дб).$$

Диапазон изменения угла $\beta = 0,2...5^\circ$.

Высота чаши бункера $H = H_з + (1 \dots 1,5) t$, где $H_з$ – высота засыпаемых в чашу деталей [$H_з = 2,5(t + \delta)$].

Ширина вибродорожки

$$B_0 = b + a + \sqrt{D_0^2 - l^2},$$

где a – зазор между деталью и направляющим буртиком [$a = (0,5...2)$ мм.].



Максимальное число каналов вибродорожки

$$z_{\max} = \frac{0,25 D_6}{b + c},$$

где c – ширина перемычки между каналами [$c = (0,5...1,5)$ мм].

В зависимости от типоразмера чаши толщина дна

$$H_d = 0,5 D_6.$$

Угол конуса чаши выбирают в диапазоне $\gamma = 150-170^\circ$.

Диаметр конуса $D_k = D_6 - 2B_0$.

Для определения угла наклона пружинных стержней (или пружин подвески чаши) к оси бункера необходимо определить требуемый угол равнодействующей силы, перемещающей деталь (угол бросания). Этот угол зависит от коэффициента трения и угла наклона лотка. Для определения угла бросания на рисунке 29 приведены расчетные графики.

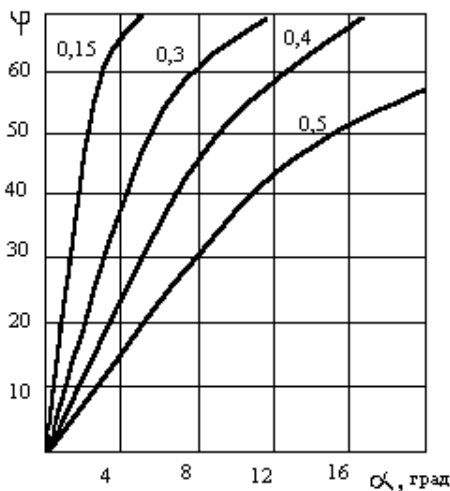


Рисунок 29. Графики для расчета угла бросания.

После нахождения угла бросания угол наклона пружинных стержней определяют по следующей зависимости:

$$\beta = \alpha + \varphi.$$

Угловая частота собственных колебаний вибробункера с упругой системой на пружинных стержневых элементах



$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{M}}.$$

Поскольку подвижная часть питателя укреплена на трех наклонных стержневых элементах и масса ее M распределена по поверхности, то для того, чтобы воспользоваться этой формулой, необходимо подвижную массу питателя привести к точкам крепления упругих элементов.

Для двухмассовой колебательной системы бункера приведенная масса

$$M_{np} = \frac{m_{np1}}{1 + \frac{m_{np1}}{m_{np2}}},$$

где m_{np1} и m_{np2} – соответственно активная и реактивная массы, приведенные к точкам крепления упругих элементов. Эти массы вычисляют по одной зависимости

$$m_{np} = m \sin^2 \psi_k + \frac{J}{r^2} \cos^2 \psi_k,$$

где m_{np} – приведенная масса, кг; m – масса активной или реактивной части бункера, кг; ψ_k – угол наклона упругого элемента к вертикали; J – момент инерции активной или реактивной части бункера, кг м²; r – радиус крепления упругого элемента соответственно активной или реактивной части бункера, м.

Соотношение масс реактивной и активной частей бункера практически назначается равным 5, соотношение моментов инерции – 3.

Жесткость упругого стержневого элемента

$$C = \frac{M_{np}}{l} (2\pi f_0)^2,$$

где i – число упругих элементов (обычно равно трем).

Жесткость пружинной подвески зависит от ее длины l , способа крепления, момента инерции поперечного сечения J_1 и материала подвески.

Жесткость подвески с двумя заземленными концами



$$C = \frac{12E_1}{l^2},$$

где E – модуль упругости материала подвески.

Необходимый момент инерции сечения подвески при $i = 3$

$$J_1 = \frac{\pi D^4}{64},$$

Для круглых стержней момент инерции круглого сечения

$$J_1 = \frac{\pi^2 f_0 l^3 M_{np}}{9E}.$$

Диаметр стержня

$$d = \sqrt{\frac{4\pi f_0^2 l^3 M_{np}}{9E}},$$

где $f_0 + (1,05...1,1)f$; f – частота вибратора; l – длина части пружинного стержня между башмаками крепления.

Для вычисления момента инерции активной и реактивной части бункера относительно его оси необходимо определить момент инерции каждого из элементов их конструкций, разбивая на элементарные геометрические тела – цилиндры, конусы, параллелепипеды, моменты инерции которых можно вычислить, воспользовавшись данными таблицы.

Минимальную длину пружинного стержня можно определить по формуле

$$l_{\min} = 4,485 \sqrt{\frac{E^3 f^2 M_{np} Y^4}{[\sigma_{-1}]^4}}.$$

Если принять среднее значение для пружинных сталей $[\sigma_{-1}] = 3 \cdot 10^2$ МПа и $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, то для частоты 50 Гц минимальная длина стержня, м,



$$l_{\min} = 31\sqrt[5]{M_{np} Y^4},$$

Для частоты 100 Гц

$$l_{\min} = 25\sqrt[5]{M_{np} Y^4};$$

где M_{np} – приведенная масса бункера, кг.

Прогиб пружинного стержня с учетом статического отклонения от начального положения принимают $Y = 0,8 A_0$, где A_0 – относительный размах колебаний приведенной массы, м.

Полная длина пружинного стержня между закреплениями

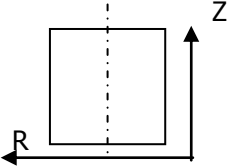
$$L_c = l_c + l_{ch}$$

где l_{ch} – нерабочая длина стержня.

Таблица 2.

Цилиндр сплошной		$I=0,125mD^2$
Цилиндр сплошной		$I = m (0,0833L^2 + 0,0625D^2 + R^2)$
Цилиндр полый		$I=0,125 m (D^2+d^2) 0,5$
Конус		$I = 0,075 m D^2$



Цилиндр сплошной		$I = m (0,125D^2 + R^2)$
---------------------	---	--------------------------

После расчета конструктивных параметров вибрационного бункера определяют его полезную емкость и предельную массу загружаемых деталей.