



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ЦИФРОВЫХ ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Кафедра «Робототехника и мехатроника»

Учебное пособие

«Расчет и конструирование захватных устройств автоматических манипуляторов и промышленных роботов»
по дисциплине

«Проектирование роботов и РТС»

Авторы
Лаврентьев Е. Б.,
Ивацевич Ю. Б.,
Лукиянов Е. А.

Ростов-на-Дону, 2020

Аннотация

Учебное пособие предназначено для студентов очной формы обучения направления 15.03.06 «Мехатроника и робототехника».

Авторы

ст. преподаватель кафедры «Робототехника и мехатроника» Лаврентьев Е.Б.,
к.т.н., доцент кафедры «Робототехника и мехатроника» Ивацевич Ю.Б.,
к.т.н., доцент, зав. кафедрой «Робототехника и мехатроника» Лукьянов Е.А.



Оглавление

1. Общая классификация объектов манипулирования и захватных устройств	4
2. Основные понятия в области захватных устройств	5
3. Основные параметры захватных устройств.....	7
4. Общая классификация схватов.....	8
5. Механические захватные устройства	10
6. Анализ кинематической схемы захватного устройства.	25
7. Определение необходимого усилия захвата детали роботом.	31
8. Построение профиля поворотных губок центрирующих захватных устройств для деталей типа тел вращения.	37
9. Пример расчета механизма схвата промышленного робота.....	41
10. Диапазон раскрытия рабочих элементов.....	47
11. Геометрические параметры рабочих элементов.	49
12. Пневматические захватные устройства	56
13. Вакуумные захватные устройства.	85
14. Магнитные захватные устройства	92
Рисунок 33. Схема сил, действующих на заготовку	93
15. Формулы для проверки условий удержания детали магнитными и вакуумными захватами.....	104
16. Общая методика проектирования ЗУ	106
Список литературы	109

1. ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ ОБЪЕКТОВ МАНИПУЛИРОВАНИЯ И ЗАХВАТНЫХ УСТРОЙСТВ

Захватные устройства (ЗУ) представляют собой важные элементы промышленных роботов (ПР) и автоматических манипуляторов (АМ). Оснащение ЗУ широкого назначения расширяет области применения таких устройств и позволяет перенастраивать их для выполнения различных операций. В последнее время интенсивно ведутся разработки ЗУ, способных захватывать и базировать неориентированно расположенные объекты. Поэтому систематизация и анализ конструкций ЗУ, разработка методов их выбора, расчета и проектирования, установление требований к ним в зависимости от характера выполняемых операций и рекомендаций по применению имеют весьма существенное значение. ЗУ (ПР) и (АМ) служат для захватывания и удержания в определенном положении объектов манипулирования. Эти объекты могут иметь различные размеры, форму, массу и обладать разнообразными физическими свойствами, что требует применения ЗУ разного характера. Общая классификация объектов манипулирования показана на рисунке 1.

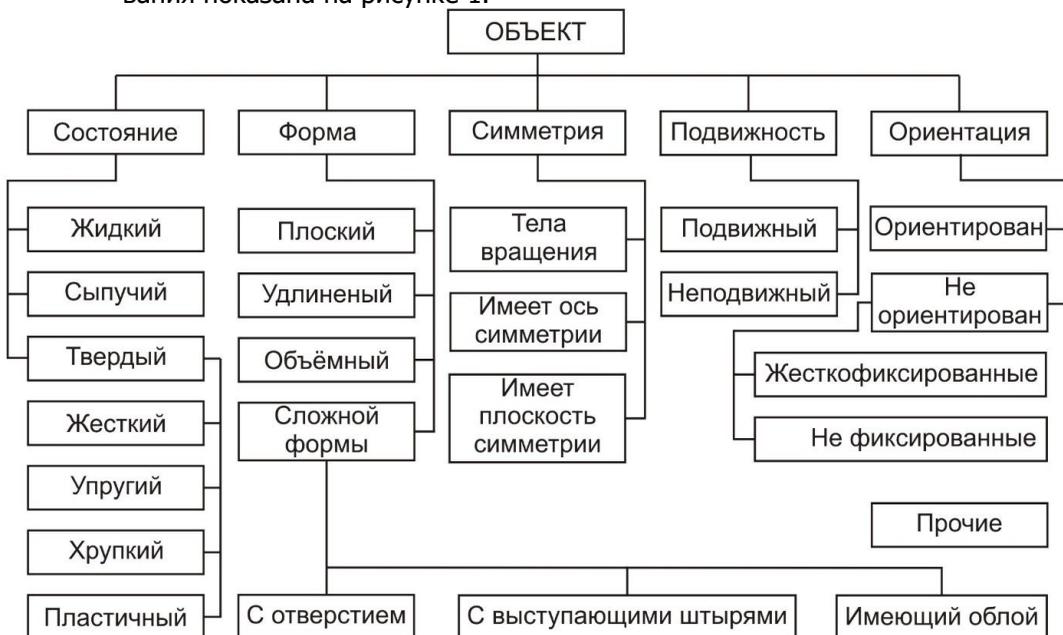


Рисунок 1. Схема классификации объектов манипулирования

Поэтому ЗУ относятся к числу сменных элементов. Как правило, ПР и АМ комплектуют набором типовых для данной модели ЗУ, которые можно менять в зависимости от требований конкретного рабочего задания. Иногда на типовой захват устанавливают сменные рабочие элементы (губки, присоски и т.п.). При необходимости эти устройства оснащаются специальными ЗУ, предназначенными для выполнения определенных операций.

К ЗУ предъявляются требования как общего характера, так и специальные, связанные с конкретными условиями работы. К числу обязательных требований относятся надежность захватывания и удержания объекта, недопустимость его повреждения или разрушения, стабильность базирования. Предъявляются повышенные требования к прочности ЗУ при одновременном обеспечении малых габаритов и массы. Особое внимание обращается на надежность крепления ЗУ к ПР и АМ.

При обслуживании одним ПР нескольких единиц оборудования применение широкодиапазонных ЗУ или их автоматическая смена может оказаться единственно возможным решением, если одновременно обрабатываются детали различной конфигурации и массы.

2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ В ОБЛАСТИ ЗАХВАТНЫХ УСТРОЙСТВ

Захватным устройством называется рабочий орган, предназначенный для захватывания и удерживания предмета производства и (или) технологической оснастки, называемых объектом. ГОСТ 26063—84 устанавливает следующие типы захватных устройств: механические, вакуумные, магнитные и прочие (рисунок 2).

Общим понятием для захватных устройств всех видов является понятие «рабочий элемент». Рабочим элементом называется элемент захватного устройства, вступающий непосредственно в контакт с объектом. Общая классификация ЗУ приведена на рисунке 2.

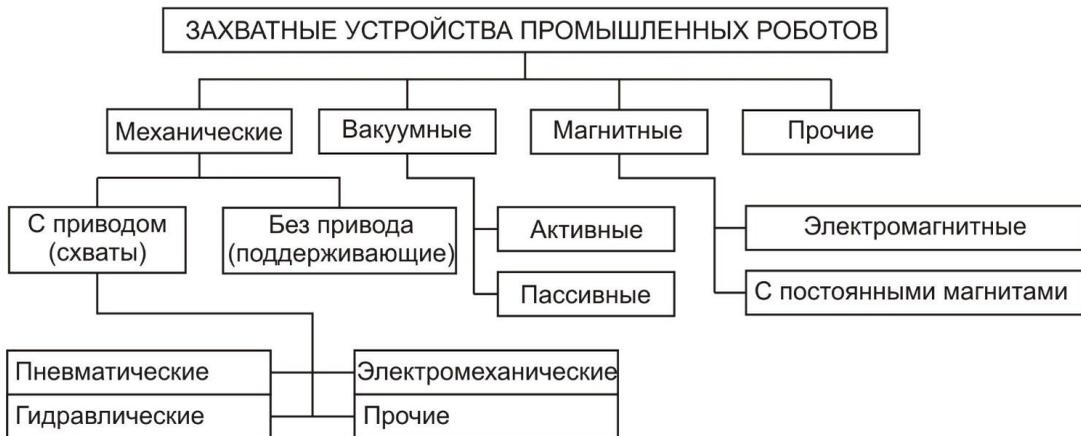


Рисунок 2. Классификация ЗУ.

По способу замены захватные устройства разделяются на заменяемые вручную и автоматически. Несменные захватные устройства, устанавливаемые с помощью неразъемных соединений, как правило, не используются. Узел крепления захватного устройства к руке манипулятора называется механическим интерфейсом.

Основными техническими характеристиками захватных устройств всех типов являются: номинальная грузоподъемность, усилие захватывания, предельно допустимые значения приложенных сил и моментов по осям системы координат захватного устройства, время захватывания и время отпускания, масса, габаритные размеры, показатели надежности.

Усилие захватывания в стандартах не определяется; обычно говорят, что это сила воздействия рабочих элементов на объект. В схватах усилие захватывания создается приводом, перемещающим рабочие элементы при захватывании вплоть до зажима ими объекта. В пружинных схватах усилие захватывания обеспечивается пружинами, удерживающими объект в положении равновесия. *Временем захватывания* называется время от подачи сигнала устройством управления на захватывание до момента завершения процесса, когда объект занимает устойчивое положение равновесия в схвате, а усилие захватывания достигает своего установившегося значения. *Временем отпускания* называется время от подачи устройством управления сигнала на отпускание до момента завершения процесса. Для схватов под завершением

процесса отпускания понимается высвобождение объекта и полное раскрытие схвата.

Номинальной грузоподъемностью захватного устройства называется наибольшее допустимое для данного захватного устройства значение массы захватываемых объектов. При оснащении таким захватным устройством ПР конкретной модели реальная масса удерживаемого объекта не должна превосходить полезной грузоподъемности ПР, т. е. того наибольшего значения массы объекта, при котором гарантируются его захватывание, удерживание и обеспечение установленных значений эксплуатационных характеристик ПР.

Предельно допустимыми значениями приложенных сил (моментов) называются наибольшие значения центрально приложенной к объекту (в начале системы координат захватного устройства) силы (момента), при которых объект удерживается захватным устройством. Приложенные силы (моменты) создаются действующими на объект силами тяжести, инерции, силами взаимодействия с другими предметами и оснасткой. К приложенным силам не относятся усилие захватывания и реакции в точках контакта объекта с рабочими элементами. Как правило, захватные устройства предназначены для работы с одним объектом и выполняют только функции захватывания, удерживания и отпускания. В то же время применяются многообъектные и многофункциональные захватные устройства. Многообъектными называются захватные устройства, предназначенные для захватывания и удерживания двух и более объектов. Многофункциональными называются захватные устройства, предназначенные для выполнения наряду с основными функциями технологических операций и операций измерения.

3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЗАХВАТНЫХ УСТРОЙСТВ

В качестве основных параметров захватных устройств приняты:

- грузоподъемность;
- размер захватываемой поверхности;
- конструкция и размеры мест крепления к роботу;
- среднее время наработки на отказ и среднее время восстановления отказа характеризуют надежность заботы ЗУ. Среднее время наработки на отказ при нормальных условиях эксплуатации должно быть не менее 2000 час;
- габаритные размеры;

- количество используемых пальцев (при наличии);
- энергетические показатели – температура, состояние окружающей среды;
- вид привода.

Максимальная масса объекта манипулирования

Грузоподъемность ЗУ должна соответствовать одному из значений ряда: 0,08; 0,16; 0,63; 1,25; 2,50; 5,00; 10,00; 20,00; 40,00; 80,00; 160,00; 250,00; 500,00; 1000,00 кг. Этот ряд соответствует ряду грузоподъемностей ПР и обусловлен тем, что грузоподъемность захватного устройства не должна являться фактором, ограничивающим технологические возможности ПР. Ряд грузоподъемности соответствует ряду предпочтительных чисел R 10/3 ГОСТ 8032-84.

Размер захватываемой поверхности

Наибольший размер наружной или внутренней поверхности, захватываемой зажимными ЗУ, должен соответствовать одному из значений следующего ряда: 1, 4, 12, 32, 63, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500 мм.

Ряд наибольших размеров захватываемых поверхностей выбран из ряда чисел R 10 ГОСТ 6636-69 по конструктивным соображениям. Данный ряд регламентирует предел переналадки узкодиапазонных устройств и предел работы широкодиапазонных.

Узкодиапазонные ЗУ при переналадке должны иметь возможность захватывать поверхности с размерами, включающими меньшие соседние значения указанного ряда. Широкодиапазонные ЗУ также должны обладать этой возможностью, но без переналадки.

Таким образом, гамма ЗУ с наибольшими размерами захватываемых поверхностей, соответствующими ряду, обеспечивает захватывание поверхностей любого размера, лежащего внутри ряда, т.е., от 0 до 500 мм. Анализ существующих ЗУ показывает, что выполнение данного требования не приводит к усложнению конструкций ЗУ.

4. ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ СХВАТОВ

Разнообразие ЗУ, пригодных для решения сходных задач, большое количество признаков, характеризующих различные конструктивно-технологические особенности, не позволяют построить классификацию по чисто иерархическому принципу.

По принципу действия ЗУ можно разделить на три группы:

1. Зажимные ЗУ воздействуют на объект с помощью рабочих

Проектирование роботов и РТС

элементов - губок, пальцев, клещей и т.п. - и удерживают его за счет сил трения, возникающих при зажиме, или комбинации сил трения и запирающих усилий. Все зажимные ЗУ - активного типа.

2. Поддерживающие ЗУ используют для удержания нижней поверхности объекта, выступающие части или имеющиеся в корпусе отверстия. Это различного рода крюки, петли, вилки, лопатки и захваты питателей, не зажимающие заготовок.

3. Притяжные ЗУ оказывают на объект силовое воздействие, используя различные физические эффекты. Наиболее распространены вакуумные и магнитные. Встречаются ЗУ, использующие электростатическое притяжение, адгезию.

По характеру базирования объекта ЗУ делятся на пять групп.

1. ЗУ, способные перебазировать объект, могут изменять положение удерживаемой детали благодаря управляемым действиям рабочих элементов. Этим свойством обладают только антропоморфные ЗУ с управляемыми шарнирными пальцами.

2. Центрирующие ЗУ определяют положение оси или плоскости симметрии захватываемого объекта. Это, прежде всего механические ЗУ, оснащенные кинематически связанными рабочими элементами, имеющие губки в виде призм и т.п. В ряде случаев центрировать могут и ЗУ с эластичными камерами.

3. Базирующие ЗУ определяют положение базовой поверхности (или поверхностей), что характерно для поддерживающих ЗУ, но часто используется и в зажимных ЗУ.

4. Фиксирующие ЗУ сохраняют положение объекта, которое тот имел в момент захватывания.

5. ЗУ, не обеспечивающие базирования или фиксации объекта, для оснащения ПР почти не применяются.

В зависимости от назначения (например, в сборочных ПР) ЗУ могут оснащаться дополнительными приспособлениями для выполнения ориентирующих перемещений. Иногда применяются ЗУ с приспособлениями для выполнения некоторых технологических операций - например, с гайковертом или ножницами.

По числу рабочих позиций ЗУ можно разделить на однопозиционные и многопозиционные. По характеру работы многопозиционные ЗУ в свою очередь делятся на три подгруппы: последовательного, параллельного и комбинированного действия. ЗУ последовательного действия - это, как правило, двухпозиционные устройства, имеющие загрузочную и разгрузочную позиции.

5. МЕХАНИЧЕСКИЕ ЗАХВАТНЫЕ УСТРОЙСТВА

Механические хватные устройства работают по принципу удержания объекта манипулирования с помощью сил трения и запирающего действия рабочих элементов. Эти устройства характеризуются функциональной универсальностью и конструктивным разнообразием. Наиболее общая структура механических хватных устройств показана на рисунке 3.

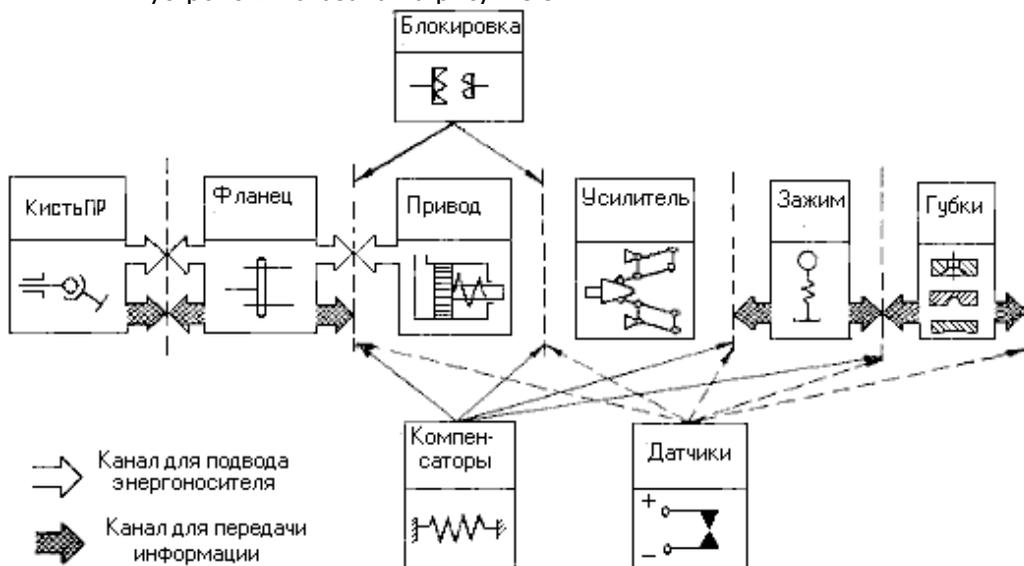


Рисунок 3. Общая структура хватных устройств

Количество конструктивных элементов, входящих в структуру хватного устройства, определяется местом расположения стыковочного узла. В специализированных и технологических роботах кисть и хват могут выполняться безразъёмными. Чаще всего устройство представляет собой единый модуль, который крепится к кисти типовым стыковочным узлом.

ГОСТ 26062-84 "Роботы промышленные. Устройства хватные. Типы, присоединительные размеры" устанавливает присоединительные размеры фланцевых мест крепления и диаметры цилиндрических хвостовиков хватных устройств промышленных роботов. Для легких и средних роботов фланцевый способ крепления является более предпочтительным. У легких и сверхлегких роботов распространены также крепления хватных устройств на манипуляторе посредством клеммового соединения, цанговых и тангенциальных зажимов, переходных втулок. Такие способы

крепления предполагают наличие у захватных устройств цилиндрических хвостовиков. ГОСТ 26062-84 распространяется на промышленные роботы грузоподъемностью до 200 кг. Диаметры цилиндрических хвостовиков захватных устройств должны выбираться из ряда: 6,0; 10,0; 14,0; 20,0; 25,0; 30,0; 40,0; 50,0; 60,0; 80,0; 100,0; 125,0 мм.

Рекомендуются два исполнения мест крепления захватных устройств: сменные и быстросменные. В качестве конструктивного решения мест крепления сменных устройств рекомендовано фланцевое, причем на руке манипулятора выполняется фланец с центрирующим отверстием по оси и с резьбовыми отверстиями вокруг него. Такая конструкция позволяет размещать часть элементов захвата внутри руки манипулятора, осуществлять связь захватного устройства с приводом, находящимся в руке манипулятора. Предусмотрено два исполнения фланцев: круглой и квадратной формы (рисунок 4).

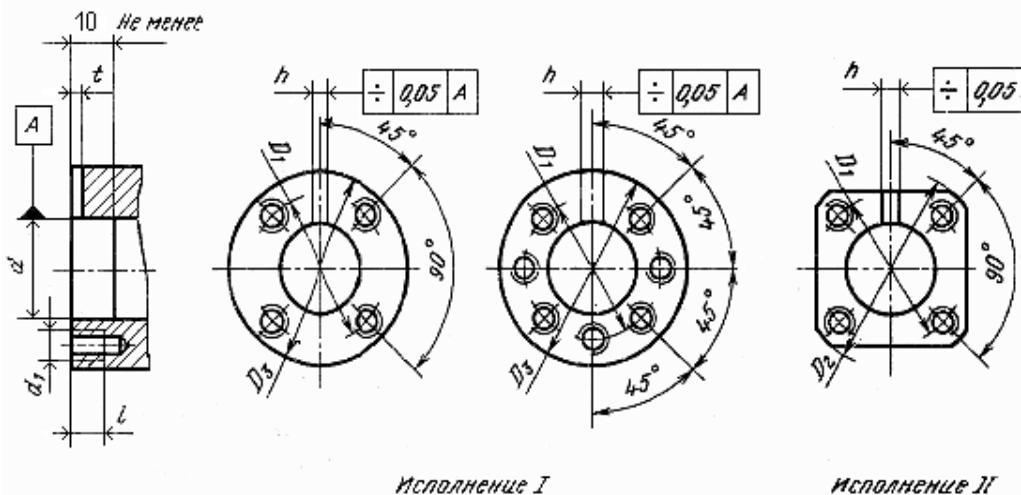


Рисунок 4. Виды исполнений фланцев захватных устройств

Оба исполнения взаимозаменяемы и имеют одинаковые координаты резьбовых отверстий. Принятое расположение отверстий обеспечивает взаимозаменяемость фланцев разных исполнений одного диаметра и позволяет осуществлять переустановку схвата с поворотом вокруг продольной оси на 45 или 90°. Допуск расположения осей отверстий для крепежных деталей задан по ГОСТ 14140-81 для соединений типа В. Предельные отклонения размеров: отверстия - по Н9, выступов - по h9. Допускается

использовать в местах крепления дополнительные конструктивные элементы, например, штифтовые отверстия, пазы и другие.

Неуправляемые и неприводные захватные устройства выполняются в виде пинцетов, разрезных упругих валиков и цанг (рисунок 5) или же клещей с одной или двумя подвижными губками, находящимися под действием пружин.

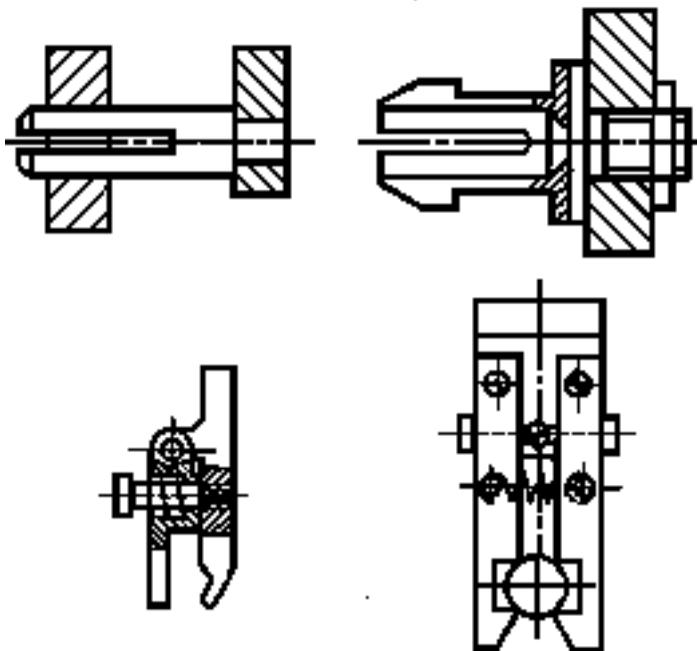


Рисунок 5. Неуправляемые захватные устройства

Наибольшее распространение получили командные захватные устройства, которые разделяют по типу усилительно-передаточных устройств на: шарнирно-рычажные, реечно-шестеренные, реечно-рычажные, кулисно-рычажные, клино-рычажные, гаечно-винтовые, кулачковые, червячные. Выбор той или иной схемы при проектировании захватных устройств обусловлен, в основном, следующими факторами:

- необходимостью преобразования перемещения выходного звена двигателя в требуемую величину хода губок схвата (в зависимости от диапазона захватываемых размеров);
- требуемой траекторией перемещения губок при захватывании и отпуске объектов;
- требованиями к надежности удерживания объектов.

Конкретные типы механических захватных устройств раз-

личных типов и области их применения в достаточной степени описаны в литературе.

Силы, действующие в месте контакта губок захватного устройства и детали, определяются из условия удержания детали. В зависимости от положения губок можно выделить следующие схемы удержания (рисунок б):

- деталь непосредственно поддерживается губкой захвата, сила трения практически не участвует в удержании детали;
- за счет запирающего действия губок при ограниченном участии сил трения; -деталь удерживается только силами трения.

Выбор расчетной схемы определяется условиями работы манипуляционного механизма. На практике обычно встречается сложнагружение захватного устройства, при котором имеет место комбинация различных схем нагружения. Поэтому расчет должен проводиться для критического случая нагрузок.

Расчетная схема для случая поддерживания детали губкой захвата показана на рисунке б,а.

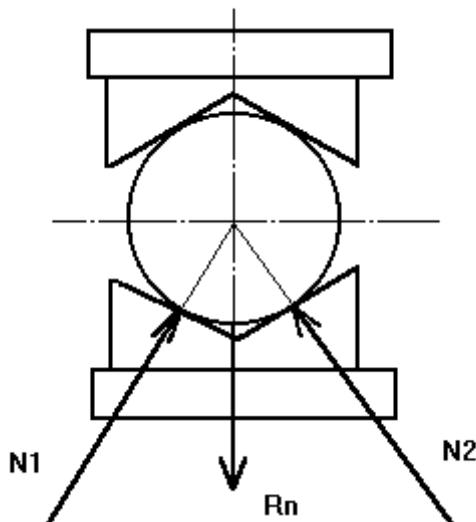


Рисунок б,а. Схема поддерживания детали губкой захвата

Усилия прижатия в этом случае будут минимальными. Однако такое положение справедливо при ограничении скорости движения захвата и ускорения, то есть когда на деталь воздействует сила тяжести, а силы инерции и центробежные силы пренебрежимо малы.

Согласно расчетной схеме можно составить уравнения равновесия сил и решить относительно N_1 и N_2 . В результате по-

лучим:

$$N_i = R_n \frac{\sin \varphi_i - \mu \cos \varphi_j}{\sin(\varphi_1 + \varphi_2) - 2\mu \cos(\varphi_1 + \varphi_2)},$$

где R_n - реакция на n -ю пару губок захвата; $i, j = 1, 2, i \neq j$; φ_i угол между проекцией силы R_n на плоскость и силой N_i ; μ коэффициент трения губки захвата с деталью. Полученная формула справедлива также для случая удержания детали благодаря запирающему действию двух призматических губок (рисунок 6,б)

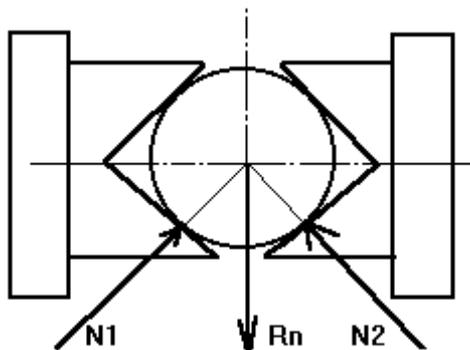


Рисунок 6,б. Удержание детали двумя призматическими губками

При удержании детали несимметричными (рисунок 6,в) призматической и плоской губками ($\varphi_1 = 90^\circ$, $\varphi_2 = \varphi$), усилия прижатия можно определить по формулам:

$$N_1 = R_n \frac{\sin \varphi - \mu \cos \varphi}{\cos \varphi + 2\mu \sin \varphi}, N_2 = R_n \frac{1}{\cos \varphi + 2\mu \sin \varphi}.$$

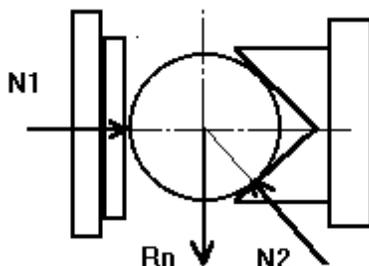


Рисунок 6,в. Удержание детали несимметричными губками

Если обе губки плоские ($\varphi_1 = \varphi_2 = 90^\circ$), то удержание детали происходит только за счет сил трения (рисунок 6,г), а необходимые усилия прижатия в точке контакта будут равны

$$N_1 = N_2 = \frac{R_n}{2\mu}$$

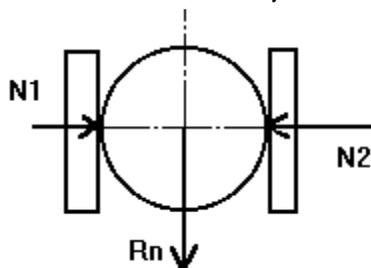


Рисунок 6,г. Удержание детали плоскими губками

При наличии ротации наиболее тяжелым является положение захвата, когда удержание объекта происходит за счет сил трения, а силы прижатия в контакте между губками и деталью перпендикулярны направлению сил тяжести. В этом случае будет справедливо выражение

$$N_i = \frac{R_n \sin(\varphi_j - \varphi_k)}{\mu \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + \sin(\varphi_2 - \varphi_3) + \sin(\varphi_3 - \varphi_1)},$$

где $i, j, k = 1, 2, 3; i \neq j \neq k$.

Реакция на пару губок R_n определяется в зависимости от взаимного расположения объекта манипулирования и губок. На рисунке 7 показаны расчетные схемы с двумя парами губок и расположением центра тяжести детали между губками. Реакции парных губок равны:

$$R_1 = \frac{l-c}{l} Q; R_2 = \frac{c}{l} Q,$$

где l - расстояние между губками; c - смещение координаты центра тяжести относительно одной из губок; Q - расчетная нагрузка. Если имеет место движение с переменной скоростью схвата с деталью, то расчетное усилие Q , действующее на губки захвата, может быть записано в виде:

$$Q = m(g \pm a \cos \theta),$$

где: m - масса детали; g - ускорение свободного падения; a - ускорение при перемещении схвата; θ - угол между вектором ускорения и вертикальной осью.

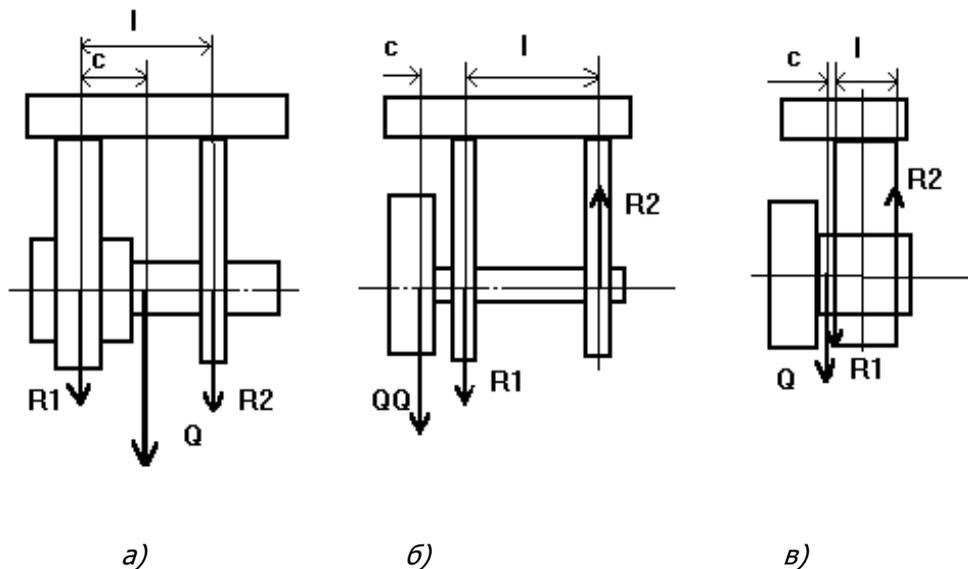


Рисунок 7. Схемы расположения заготовки в схвате

На схеме, приведенной на рисунке 7, б, в центр тяжести деталей относительно губок захвата смещен наружу. Поэтому реакции губок направлены в разные стороны, то есть будут иметь разные знаки:

$$R_1 = \frac{l+c}{l} Q; R_2 = -\frac{c}{l} Q.$$

Расчет требуемого усилия привода сводится к нахождению силы P на штоке пневмо- или гидроцилиндра по известным силам прижатия на губках N_j или удерживающему моменту M_j .

Соотношение между P и M зависит от типа передаточного механизма схвата. Для расчетных схем, представленных на рисунке 8, из условия удержания детали можно определить удерживающий момент:

$$M_j = \sum_{i=1}^k N_i \cos \varphi_i [a_i \operatorname{tg} \varphi_i \pm c_i - \mu(a_i \pm c_i \operatorname{tg} \varphi_i)],$$

где: N_j - сила i -го контакта между губкой и деталью; φ_i - угол контакта; k - число точек контакта; $a_i c_i$ - расстояние от точки поворота контакта до i -й точки контакта; μ - коэффициент трения между губкой и деталью.

$$R_1 = \frac{l-c}{l} Q; R_2 = \frac{c}{l} Q,$$

где: l - расстояние между губками; c - смещение координаты центра тяжести относительно одной из губок; Q - расчетная нагрузка. Если имеет место движение с переменной скоростью схвата с деталью, то расчетное усилие Q , действующее на губки захвата, может быть записано в виде:

$$Q = m(g \pm a \cos \theta),$$

где: m - масса детали; g - ускорение свободного падения; a - ускорение при перемещении схвата; θ - угол между вектором ускорения и вертикальной осью. На рисунке 8 приведены различные расчетные схемы захватных устройств.

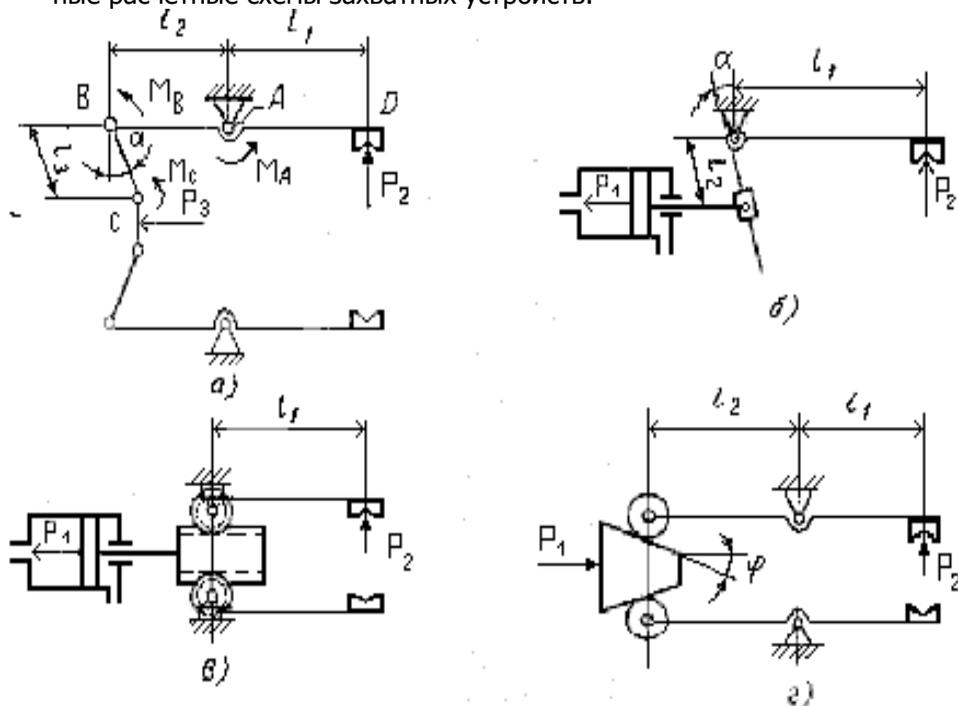


Рисунок 8. Расчетные схемы захватных устройств

Из условия равенства моментов относительно точки А можно определить требуемые усилия привода P для различных типов передаточных механизмов. Для устройства с клиновым механизмом (рисунок 8, г) в общем случае при несимметричных губках

Проектирование роботов и РТС

$$P \geq \frac{\sum_{j=1}^m M_j \operatorname{tg}(\beta + \rho)}{b \eta_p}$$

где: m - число губок схвата; $\beta = 4 \dots 8^\circ$ - угол клина; b - суммарный размер рычага; ρ - приведенный угол трения, учитывающий сопротивление осей рычагов ($1^\circ 10'$ - при осях на подшипниках качения, 3° - при осях на подшипниках скольжения); η - коэффициент полезного действия клинового механизма, $\eta = 0,9$.

При симметричных губках это выражение принимает вид

$$P \geq \frac{2M_j \operatorname{tg}(\beta + \rho)}{b \eta_p}.$$

Для рычажного механизма (рисунок 8, б) можно записать: при несимметричных губках

$$P \geq \frac{\sum_{j=1}^m M_j \cos \alpha}{b \eta_p},$$

при симметричных губках

$$P \geq \frac{2M_j \cos \alpha}{b \eta_p},$$

где: α - угол рычага.

Коэффициент полезного действия рычажного механизма можно принять равным $0,9 \dots 0,95$. Для захватного устройства с реечным механизмом (рисунок 8, в) в общем случае

$$P \geq \frac{2 \sum_{j=1}^m M_j}{m_c z_c \eta_p},$$

при симметричных губках

$$P \geq \frac{4M_j}{m_c z_c \eta_p},$$

где: m_c - модуль зубчатого сектора; z_c - полное число зубьев сектора. Коэффициент полезного действия принимается равным $0,94$. При параллелограммном механизме (рисунок 8, а) из-за увеличения количества шарниров КПД механизма уменьшается до $0,9$.

Диаметр поршня привода схвата определяется из соотношения

$$d = \sqrt{4P / \pi p \eta_c \eta_r},$$

где: P - требуемое усилие привода схвата, H ; p - давление энергоносителя: для пневмопривода $P = 0,4$ МПа, для гидропривода $P = 3...12,5$ МПа; $\eta_c \eta_r$ КПД схвата и привода, $\eta_c \eta_r = 0,85...0,95$.

Время срабатывания пневмоцилиндра можно приближенно определить по формуле

$$t = D^2 L / d^2 V,$$

где: D и L - диаметр и ход поршня; d - внутренний диаметр воздухопровода; V - скорость течения воздуха в трубопроводе, $V = 15...25$ м/с. Требуемый расход воздуха пневмоцилиндра

$$Q = VS \eta_c \eta_r,$$

где: V - скорость перемещения поршня; S - эффективная площадь поршня.

Диаметр пневмоцилиндра уточняют в соответствии с нормализованным рядом по ГОСТ 12 447-80. Ход штока определяют исходя из кинематической схемы с запасом 10...20 мм для компенсации возможных отклонений от расчетных параметров.

Применение электродвигателя в захватном устройстве не требует подвода сжатого воздуха, исключает уплотнения и использование электро-пневмопреобразователей, упрощает наладку и обслуживание. Однако пневмопривод имеет лучшие массогабаритные характеристики, простую конструкцию, высокое быстродействие. Передача от электродвигателя требует достаточно высокой редукции, а также принятия специальных мер для сохранения усилия захватывания при отключенном электродвигателе. Существуют различные конструктивные приемы, позволяющие исключить возможность выпадение захваченного объекта из захватного устройства или уменьшить вероятность этого. Наиболее простой и широко распространенный из них - использование усилия пружины для зажатия губками объекта, а усилия привода - для их разжатия. При этом пружина чаще всего помещается в одну из полостей гидро- или пневмоцилиндра. Захватные устройства, у которых зажимное движение губок обеспечивается пружиной, являются нормально зажатыми, их удерживающая способность не зависит от наличия давления питания и его величины. Этот способ повышения надежности удерживания объектов имеет ряд недостатков: непостоянство усилия зажатия на всем диапазоне рабочего хода губок; сложность обеспечения точного значения требуемого захватного усилия даже для одного положения губок

(ввиду разброса фактических усилий пружины) и регулирования этого усилия; установка пружины в пневмо- или гидроцилиндре увеличивает габарит последнего; использование пружины не исключает несанкционированного раскрытия губок захватного устройства, если в его кинематической схеме отсутствует самотормозящаяся передача.

Увеличение усилия зажима может привести к повреждению поверхностей деталей, что недопустимо при их чистовой обработке, или к повреждению зажимных пальцев захватных устройств. Контактные напряжения σ должны быть меньше допускаемых $[\sigma]$. Значения допускаемых напряжений для различных типов материалов можно рассчитать по формуле:

$$[\sigma] = (2,5...3)HB,$$

где: HB - твердость материала по Бринелю.

Допускаемые контактные напряжения для сталей: 450...850 МПа - для линейного контакта; 1100...2200 МПа для точечного контакта. Допускаемые напряжения для чугуна - 260...350 МПа для линейного контакта.

Приведенный модуль упругости материалов $E_{пр}$ подсчитывают по формуле:

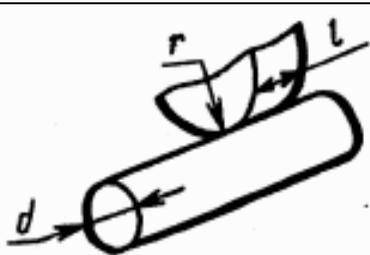
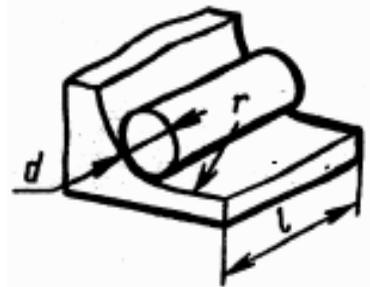
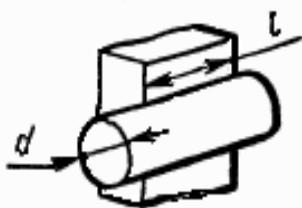
$$E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{(E_1 + E_2)}$$

где: E_1 - модуль упругости материала объекта манипулирования; E_2 - модуль упругости материала губок захватного устройства. Значения модуля упругости для некоторых материалов приведены в таблице 1.

Таблица 1. Значения модуля упругости для различных материалов.

Материал	Модуль упругости, МПа
Сталь	$(1,9...2,15) \cdot 10^5$
Чугун серый	$(1,2...1,55) \cdot 10^5$
Медь техническая	$(1,1...1,3) \cdot 10^5$
Бронза	$(0,8...1,2) \cdot 10^5$
Алюминиевые сплавы	$(0,69...0,7) \cdot 10^5$
Текстолит	$(0,8...1,0) \cdot 10^5$

Таблица 2. Формулы для расчета контактных напряжений при захватывании захватным устройством:

Тип поверхностного контакта	Расчетная формула
	$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{FE_{np}}{l} \left(\frac{2}{d} + \frac{1}{r} \right)}$
	$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{FE_{np}}{l} \left(\frac{2}{d} - \frac{1}{r} \right)}$
	$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{FE_{np}^2}{ld}}$

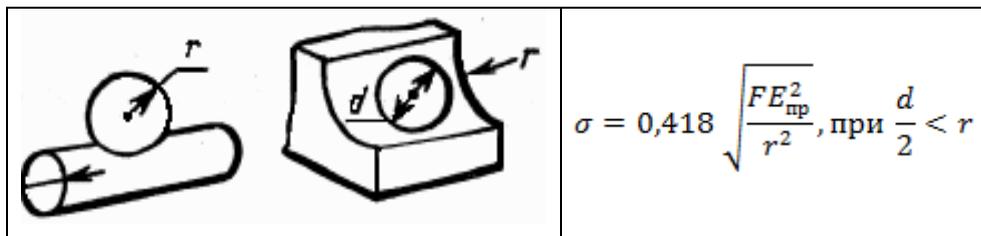


Таблица 3. Значения коэффициента m в зависимости от соотношения $2r/d$.

$2r/d$	m	$2r/d$	M
1,0	0,388	0,4	0,536
0,9	0,4	0,3	0,6
0,8	0,42	0,2	0,716
0,7	0,44	0,15	0,8
0,6	0,468	0,1	0,97
0,5	0,49	0,05	1,98

Ширина губки захватного устройства обычно выбирается по конструктивным соображениям и может быть для тяжелых случаев нагружения (несимметричный зажим) проверена по формуле:

$$b \geq \frac{1,5mgl}{(N + 1,5mg)'} ,$$

где: N - усилие, действующее на каждую губку при зажиме; m - масса детали; l - длина детали; b - ширина губки; g - ускорение свободного падения.

Порядок расчета захватных устройств будет зависеть от типа привода самого устройства. Они бывают с пневмо-, гидро-, электро-, а также с пружинным приводом.

Типы передаточных механизмов в этом случае используются следующие: стержневые (рычажные), реечные, а также клиновые.

Расчет захватных устройств включает шесть основных этапов. Это определение:

- силовых и передаточных отношений выбранной схемы захвата;
- необходимого усилия привода (P) на штоке приводного цилиндра;
- необходимого усилия захвата (силы зажима – F) детали;
- сил в точке контакта зажимных элементов с деталью;

- контактных напряжений в материале детали (σ).

На рисунках 9 – 12 представлены кинематические схемы механизмов захватов и приведены выражения передаточных отношений (P/F) для данных механизмов. Размеры рычагов захвата назначаются конструктивно, исходя из габаритных размеров захватываемой детали. Например, для средних габаритов в пределах до 200–250 мм, а потом проверяются по условию контактной прочности детали. Коэффициент полезного действия механизмов далее обозначен через η .

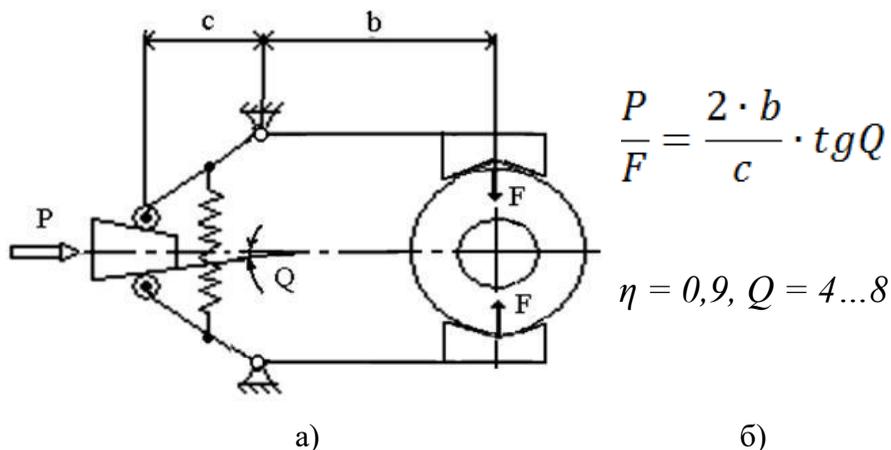
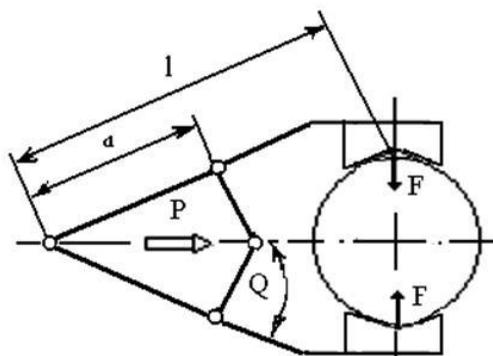


Рис. 9 Кинематическая схема рычажно-клинового захватного устройства:

а – схема механизма; б – исходные данные для расчета



а)

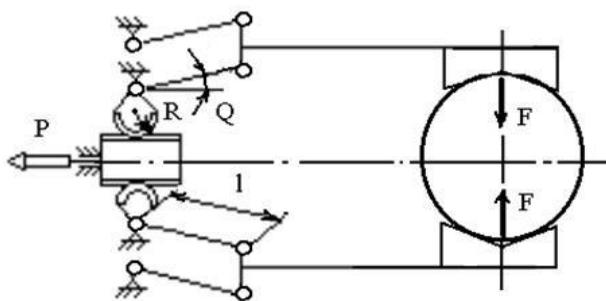
$$\frac{P}{F} = \frac{l}{a \cdot \sin Q}$$

$$\eta = 0,9 \dots 0,95$$

б)

Рисунок 10. Кинематическая схема рычажного захватного устройства:

а – схема механизма; б – исходные данные для расчета



а)

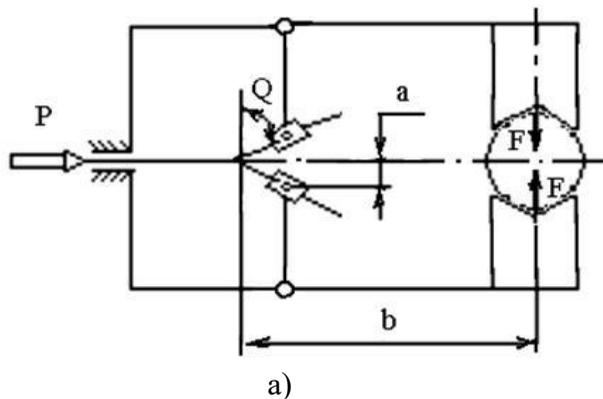
$$\frac{P}{F} = \frac{2 \cdot l \cdot \cos Q}{R}$$

$$\eta = 0,94$$

б)

Рисунок 11. Кинематическая схема реечного захватного устройства:

а – схема механизма; б – исходные данные для расчета



$$\frac{P}{F} = \frac{2 \cdot b}{a} \cdot \cos^2 Q$$

$$\eta = 0,9$$

Рисунок 12. Кинематическая схема кулисного захватного устройства:

а – схема механизма; б – исходные данные для расчета

6. АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ЗАХВАТНОГО УСТРОЙСТВА.

Рассмотрим в качестве примера рычажно-стержневой механизм. Пусть привод устройства осуществляется от пневмоцилиндра.

1. Силовое передаточное отношение определится:

$$K_p = \frac{F}{P}$$

где: F – усилие, действующее на деталь со стороны зажимных губок, Н; P – движущая сила, развиваемая приводом устройства, Н.

2. Из соотношения работ получают:

$$S_F = S_P P \eta$$

$$K_p = \frac{\eta}{K_\sigma}$$

где: S_F , S_P – перемещение соответственно губок и штока цилиндра; η – КПД данного передаточного механизма.

3. Тогда кинематическое передаточное отношение

$$K_\sigma = \frac{\sigma_F}{\sigma_P}$$

4. Далее проводят силовой анализ механизма ЗУ, для чего рассматривают схему сил и моментов, действующих на ведущее звено механизма при закреплении. Она представлена на рисун-

ке 13.

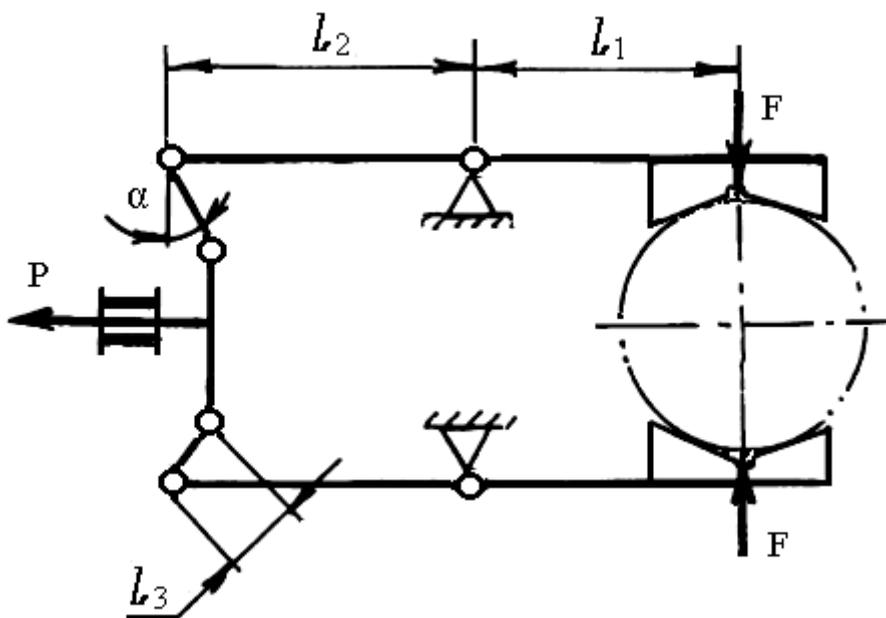


Рисунок 13. Схема для примера расчета схвата рычажно-стержневого типа

Моменты сил трения в шарнирах:

$$M_B = \frac{d \cdot \operatorname{tg} \rho}{2} \cdot \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BK}^2},$$

$$M_C = \frac{d \cdot \operatorname{tg} \rho}{2} \cdot \sqrt{R_{CV}^2 + R_{CX}^2}.$$

где d – диаметр осей в шарнирном соединении стержней; ρ – угол трения. Угол $\rho = 14^\circ$.

Для принятых на практике размеров углов и звеньев можно считать:

$$M_B \cong \frac{d \cdot \operatorname{tg} \rho}{2} \cdot R_{BY}; M_C \cong \frac{d \cdot \operatorname{tg} \rho}{2} \cdot R_{CV}.$$

5. Из условия равновесия звена ВС

$$R_{BY} = \frac{P}{2} \cdot \frac{l_3}{d \cdot \operatorname{tg} \rho + l_3 \cdot \alpha}; \alpha = 3 \dots 5^\circ$$

где l_3 – расстояние между осями шарниров В и С;

α – угол между вертикалью и звеном ВС при закрытом захвате.

$$R_{BY} = \frac{F}{2} \cdot \frac{2 \cdot l + d \cdot \operatorname{tg} \rho}{l_2}.$$

Тогда из ранее приведенных уравнений получают:

$$K_P = \frac{l_2}{2 \cdot l_1} \cdot \frac{1}{\left(\alpha_1 + \frac{d}{l_3} \cdot \operatorname{tg} \rho \right) \cdot \left(1 + \frac{d}{2 \cdot l_1} \cdot \operatorname{tg} \rho \right)}.$$

8. Исключив малые величины, получают:

$$K_\delta = \left[\frac{1}{K_P} \right]_{\operatorname{tg} \rho = 0} = \frac{2 \cdot l_1 \cdot \alpha}{l_2}.$$

9. Коэффициент полезного действия при $\operatorname{tg} \rho \ll 1$ определяется:

$$\eta = K_P \cdot K_\delta = \frac{1}{1 + d/l_3 \cdot \operatorname{tg} \rho / \alpha}$$

Определение необходимого усилия привода захвата.

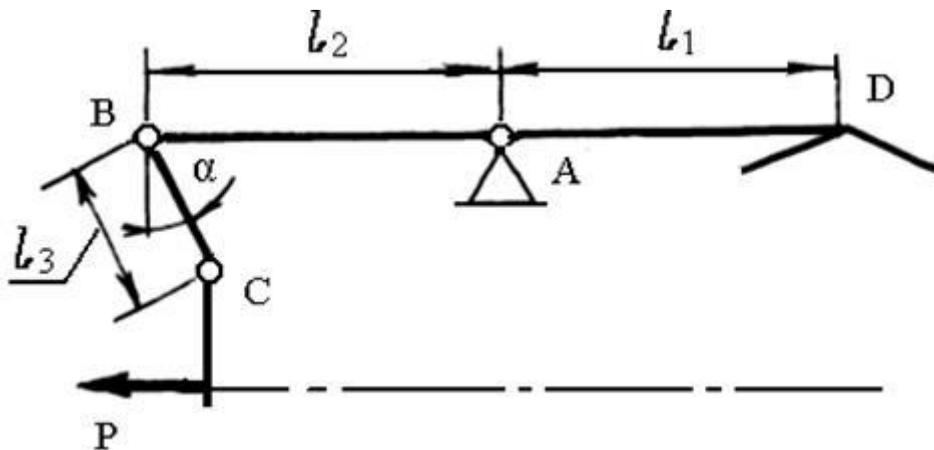
Соотношение между усилием привода и силой зажатия детали или моментом на губках ЗУ определяются из условия статического равновесия. Так, например, для захватного устройства с рычажным механизмом, указанным на рисунке 15, справедливо следующее.

1. Из условия $\sum F = 0$ в точке С имеем:

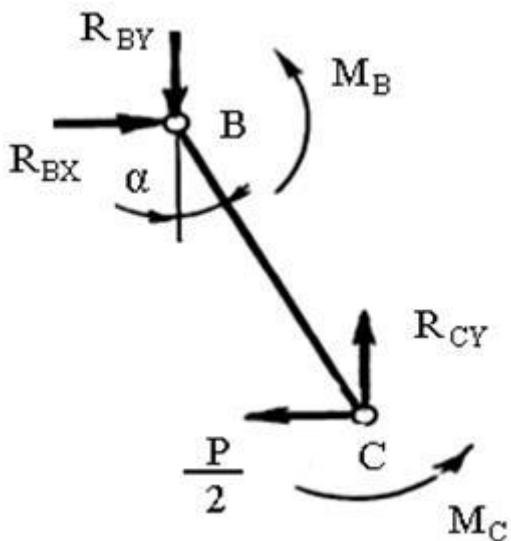
$$F_{23} + F_{56} - P = 0, \text{ откуда } F_{23} = P/2 \cdot \sin \gamma$$

2. Из условия $\sum M = 0$ относительно точки А следует:

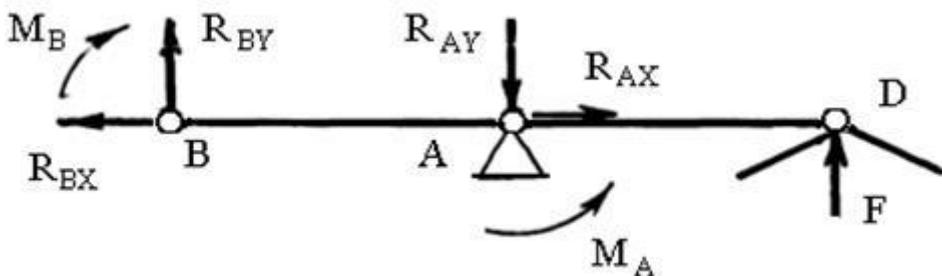
$$\frac{P}{F} \cdot \eta = \frac{h_1}{h_2} \cdot 2 \cdot \sin \gamma$$



а



б



в

Рисунок 14. Схемы к примеру расчета захватного устройства: а – расчетная; б – сил и моментов на звене BC; в – сил и моментов на звене BD.

3. При известном моменте M усилии привода:

$$P\eta = \frac{\sum_{i=1}^n M_i \cdot \sin \gamma}{b}$$

где: M_i – момент сил на зажимной губке; b – плечо рычага; n – число губок.

Если используется схема с реечным механизмом, то

$$P\eta = \frac{1}{m_c \cdot r_c} \cdot 2 \cdot \sum_{i=1}^n M_i$$

где m_c – модуль зубчатого сектора; r_c – полное число зубьев сектора;
 η – КПД реечной передачи.

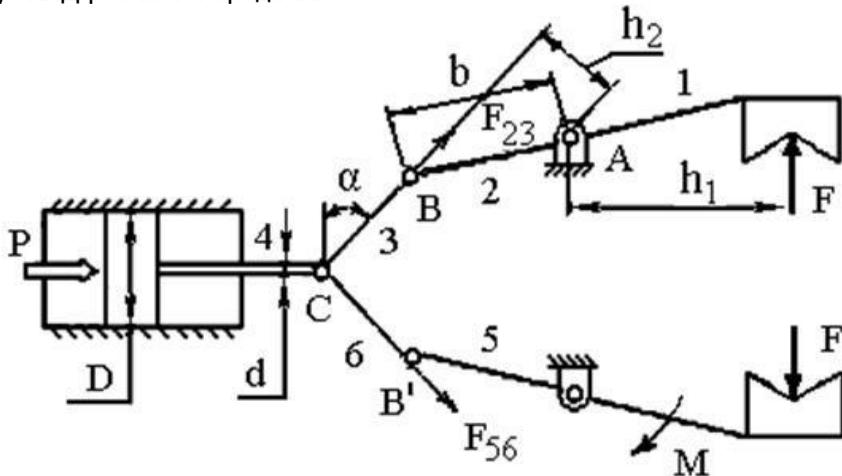


Рисунок 15. Пример расчетной схемы рычажно-стержневого механизма для определения усилия привода для зажима детали

Величина приложенной к ЗУ силы, развиваемой пневмоцилиндром с учетом КПД, может быть определена:

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

где D и d – соответственно диаметры гильзы и штока пневмоцилиндра;

ρ – удельное давление воздуха в пневмосети. Для питания промышленных роботов обычно принимают $\rho = 0,4$ МПа.

Учитывая вышеизложенное, можно определить диаметр гильзы:

$$D = \left[\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot \eta \cdot \rho \cdot (1 - c^2)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

где c – эмпирическая постоянная, равная (приблизительно):

$$c = d/D = 0,5$$

7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОГО УСИЛИЯ ЗАХВАТА ДЕТАЛИ РОБОТОМ.

Порядок определения зависит от характера движения детали, поэтому следует рассмотреть его для следующих основных видов перемещения (на примере захвата призматическими губками).

1. При вертикальном линейном перемещении (движение – подъем):

$$F = G \cdot \frac{K}{\mu} \left(1 + \frac{a_B}{g} \right),$$

где: G – вес захватываемой детали, Н; K – коэффициент запаса. Обычно принимают $K=1,5\dots 2$; a_B – ускорение вертикального движения (равноускоренного); μ – коэффициент трения между губками. Сталь по стали

$\mu=0,1$; g – ускорение свободного падения. $g=9,8\text{ м/с}^2$.

2. При горизонтальном линейном перемещении (выдвижение руки):

$$F = G \cdot \left(\frac{K}{\mu} + \frac{a_r}{g} \cdot \text{tg} \alpha \right),$$

где, кроме упомянутых величин, α – угол скоса губок. Стандартный угол призмы равен 90 либо 120 градусов.

3. При вращении захватного устройства в горизонтальной плоскости:

$$F = G \left(\frac{K}{\mu} + \frac{\omega^2}{g} \cdot R \cdot \text{tg} \alpha + \frac{\varepsilon}{g} \cdot R \right),$$

где ω – угловая скорость вращения; ε – угловое ускорение при повороте ЗУ; R – расстояние от оси вращения до оси детали.

4. При одновременном движении по всем трем направлениям:

$$F = G \cdot \left[\frac{K}{\mu} \left(1 + \frac{a_B}{g} \right) + \frac{1}{g} \left(a_r \cdot \text{tg} \alpha + \omega^2 \cdot R \cdot \text{tg} \alpha \right) + \varepsilon \cdot R \right]$$

Именно по этой формуле предпочтительно рассчитывать привод захватного устройства, так как здесь учтены режимы транспортирования детали и фактические размеры в крайнем неблаго-

приятном случае.

Кроме того, усилие зажима детали можно определить ориентировочно по эмпирической формуле:

$$F = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot mg,$$

где m – масса заготовки; K_1 – коэффициент запаса, зависящий от условия применения робота. Обычно $K_1 = 1,2 \dots 2,0$; K_2 – коэффициент, зависящий от максимального ускорения, с которым робот перемещает деталь. Обычно $K_2 \leq 4g$.

$$K_2 = 1 + \frac{a}{g}.$$

K_3 – коэффициент передачи, определяемый в зависимости от конкретной схемы расположения детали (см. таблицу 4).

Проверка – определение напряжений на поверхностях контактирования. Данный расчет необходим для установления возможности повреждения детали захватным устройством. Если захват рассчитан неверно или размеры рычагов назначены неправильно, то на поверхности захватываемой детали могут образоваться вмятины, что недопустимо.

Контактные напряжения должны быть меньше допустимого значения $[\sigma_k]$ для данной марки материала. Подробнее – см. справочную литературу по конструкционным материалам, из которых изготовлены детали. Значения коэффициента K_3 приведены в таблице 4.

Обозначения величин в таблице 5 означают следующее:

N – нормальная реакция, действующая в месте контакта в ответ на усилие захвата (F), Н; $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости материала детали; t – ширина губки, см; d – диаметр детали, см; r – радиус губок ЗУ, см; m – коэффициент, зависящий от отношения размеров соприкасающихся поверхностей.

Допускаемое значение можно определить приближенно, в зависимости от вида контакта между деталью и губками захватного устройства:

$$[\sigma_k] = 50 \text{ HB} (1 - 0,001 \text{ HB}) \quad \text{– при линейном контакте;}$$

$$[\sigma_k] = 100 \text{ HB} (1 - 0,001 \text{ HB}) \quad \text{– при точечном контакте.}$$

Приведенный модуль упругости подсчитывается по формуле:

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_{\text{дет}} \cdot E_{\text{ЗУ}}}{E_{\text{дет}} + E_{\text{ЗУ}}},$$

где: $E_{дег}$ – модуль упругости материала заготовки; $E_{зу}$ – модуль упругости материала губок ЗУ.

Таблица 4. Значения коэффициента K_3 для различных положений детали в захватном устройстве

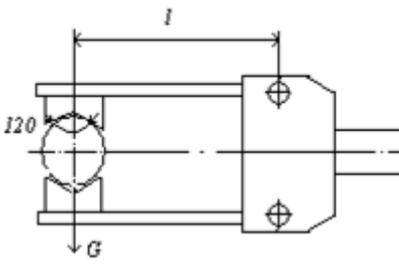
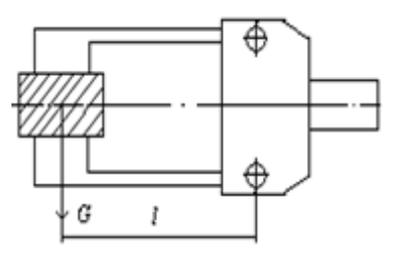
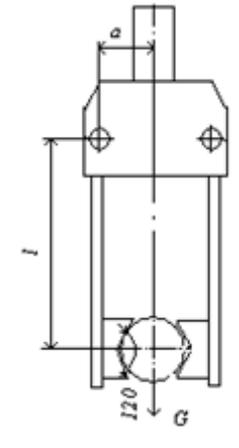
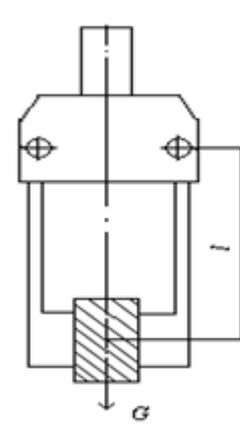
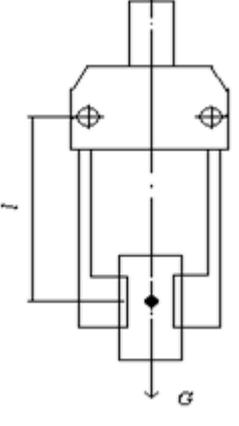
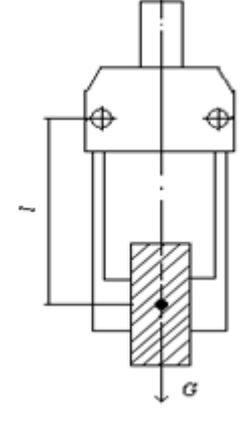
V-образные губки, круглое сечение детали	K_3	Плоские губки, прямоугольное сечение детали	K_3
	$\frac{1}{2}$		$\frac{1}{2}$
	$\operatorname{tg} \frac{\theta}{2} + \frac{a}{2 \cdot l}$		$\frac{1}{2 \cdot \mu}$
	$\sin \frac{\theta}{2 \cdot \mu}$		$\frac{1}{2 \cdot \mu}$

Таблица 5. Допускаемые контактные напряжения в материале деталей

Материал детали	Вид контакта	$[\sigma_k]$, МПа
Сталь	Линейный	450 - 850
	Точечный	1100 - 2200
Чугун	Линейный	260 - 350
	Точечный	600 - 800

В таблице 6 $[\sigma_k]$ – это допустимые контактные напряжения для материала захватываемой роботом детали, разброс значений которых обусловлен механическими свойствами марки стали, из которой изготовлена деталь. Более точные значения всегда можно найти в соответствующих справочниках. Допускается провести проверку по минимальному указанному значению напряжения (450 МПа), что отражает свойства наиболее мягких сталей.

Значения приведенного модуля упругости для некоторых материалов деталей при стальных губках захватного устройства даны в таблице 6.

Таблица 6. Приведенный модуль упругости материалов деталей

Материал детали	$E_{пр}10^5$, МПа	Материал детали	$E_{пр}10^5$, МПа
Сталь	2,10	Бронза	1,25
Чугун серый	1,25	Алюминий	1,05
Чугун модифициро- ванный	1,60	Латунь	1,20

Таким образом, при проведении проверки должно выполняться следующее условие:

$$\sigma < [\sigma_k].$$

Тогда все принятые конструктивно размеры рычагов захватного устройства считаются окончательными и выносятся на рабочий чертеж. Останется сформулировать вывод по результатам проведенной проверки.

На этом расчет ЗУ заканчивается. При проработке конструкции важным вопросом является стыковка захватного устройства с исполнительным устройством (рукой) промышленным роботом. Этот вопрос решается с учетом размеров посадочных мест конкретной модели ПР после ее выбора, выполняемого по приведенным выше технологическим критериям.

В качестве конструктивного исполнения мест крепления сменных ЗУ для ПР отечественного производства предложено фланцевое крепление, причем на руке робота выполняется фланец с центрирующим отверстием по оси и резьбовыми крепежными отверстиями по периферии. Это позволяет размещать часть ЗУ внутри руки ПР, имеющей трубчатую форму. Кроме того, обеспечивается связь ЗУ, не имеющих собственного привода,

с приводом, расположенным в руке ПР (например, в виде пневмоцилиндра). Фланец может быть как круглым, так и квадратным, но координаты расположения упомянутых резьбовых отверстий остаются постоянными для данного типоразмера, оба исполнения взаимозаменяемы.

8. ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ ПОВОРОТНЫХ ГУБОК ЦЕНТРИРУЮЩИХ ЗАХВАТНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ТИПА ТЕЛ ВРАЩЕНИЯ.

К механическим ЗУ, предназначенным для манипулирования ступенчатыми валами и фланцами предъявляются требования обеспечения центрирования деталей при изменении их диаметральных размеров, изменяющихся при механической обработке. Такие ЗУ оснащают поворотными губками криволинейной формы (см. рисунок 16). Губки должны быть спрофилированы таким образом, чтобы обеспечивать в определенном диапазоне центрирование шеек вала или фланца различного диаметра. Верхние части губок делают одинаковой ширины, а нижние срезают так, чтобы они заходили одна за другую. Это позволяет надежно центрировать вал даже в том случае, когда в зоне действия губок оказывается ступень с перепадами диаметров.

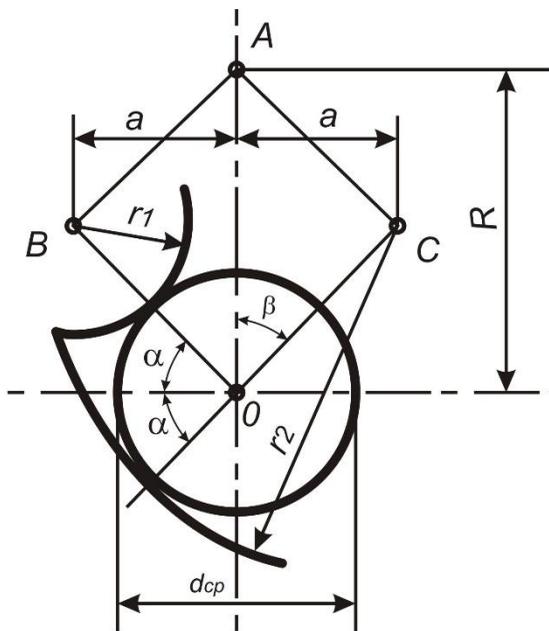


Рисунок 16. Схема, поясняющая построение профиля поворотных губок дугами окружности.

Для точного центрирования заготовки профиль губок аппроксимируют дугами окружности. При этом погрешность центрирования

$$\Delta = \pm \frac{(D_{max} - D_{min})^2}{4096R^3} \operatorname{tg}^2 \beta,$$

где D_{max} и D_{min} – возможный перепад диаметров зажимаемых деталей, мм; R – радиус поворота губок, мм; β – угол, получаемый построением (рисунок 16) Исходными данными при построении профиля губок являются диапазон диаметров зажимаемых деталей (D_{max} и D_{min}) и центральный угол 2α между точками контакта губок с деталью. Рекомендуются

Проектирование роботов и РТС

$$D_{max}/D_{min} = 2.5,$$

$$2\alpha = 40 - 50^\circ.$$

Последовательность построения профиля показана на рисунке 16. Размер R между центром зажимаемого вала и осью поворота губки выбирается конструктивно и должен быть больше $d_{cp} = (D_{max} + D_{min})$. Из точек B и C строят дуги радиусами r_1 и r_2 . Эти точки лежат на расстоянии $R/2$ от оси поворота губки. Горизонтальная координата точек B и C определяется по формуле

$$\alpha = \frac{R}{2} \operatorname{ctg} \alpha$$

Радиусы дуг профиля губок:

$$r_1 = R \sin \alpha - \frac{d_{cp}}{2}$$

$$r_2 = R \sin \alpha + \frac{d_{cp}}{2}$$

Профили губок симметричны. Если обе губки поворачиваются вокруг общей ост (точка A), то точки контакта губок с деталью располагаются симметрично. Если губки имеют разные оси поворота (точки A_1 и A_2), то точки контакта детали с профилями радиуса r_1 удаляются, а с профилями радиуса r_2 – сближаются. Центральный угол φ (угол A_1OA_2) рекомендуется выбирать в пределах $0 \leq \varphi \leq (2\alpha - 40^\circ)$.

Далее приведен пример расчета механизма захватного устройства ПР, одного из возможных вариантов его конструктивного исполнения. Цель расчета – определить основные размеры устройства, рассчитать необходимое усилие закрепления детали, усилие на штоке приводного пневмоцилиндра, размеры поршня и штока последнего. Все это сопроводить проверкой по величине контактных напряжений, возникающих в зоне взаимо-

действия зажимных губок и захватываемой роботом детали.

При выборе типа зажимного устройства для промышленного робота из предложенных выше вариантов кинематики, необходимо в качестве исходных данных учитывать: тип и конструкцию основного и вспомогательного технологического оборудования (например, станков, накопительных или экспортных устройств и т. д.), обслуживаемых данным ПР.

Кроме того, необходимо учесть следующие факторы:

- характеристики объекта манипулирования;
- тип, модель и конструкцию самого ПР;
- особенности технологического процесса.

9. ПРИМЕР РАСЧЕТА МЕХАНИЗМА СХВАТА ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА

Порядок расчета зависит от типа привода устройства. Они бывают с пневмо-, гидро-, электро-, а также с пружинным приводом.

Типы передаточных механизмов в ЗУ следующие: стержневые (рычажные), реечные, клиновые.

Расчет включает шесть основных этапов. Это определение:

- силовых и передаточных отношений выбранной системы ЗУ;
- необходимого усилия привода;
- необходимого усилия захвата;
- сил, действующих в точке контакта зажимных элементов с деталью;
- контактных напряжений в материале детали;
- допустимых крутящих и изгибающих моментов в местах крепления.

Принципиальная кинематическая схема для определения усилия привода зажима детали и определения диаметра цилиндра привода схвата приведена на рисунке 17.

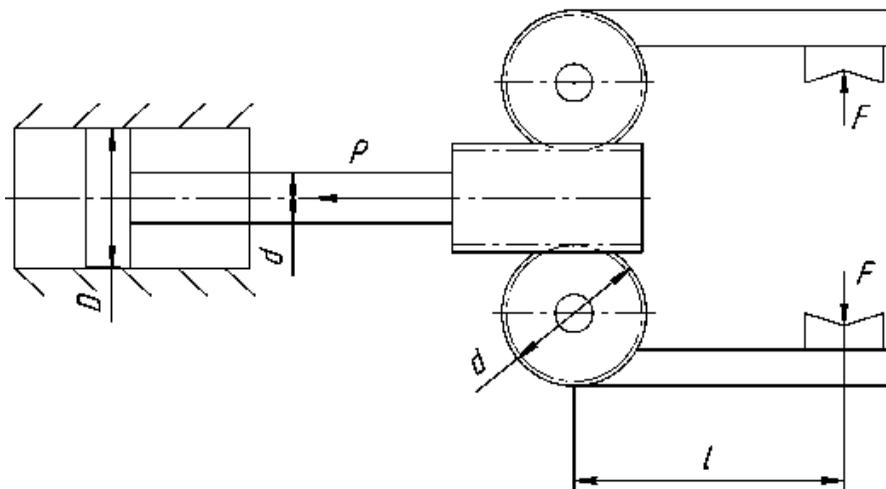


Рисунок 17. Кинематическая схема для определения усилия привода зажима детали и диаметра пневматического цилиндра схвата

Определяем усилие схвата при одновременном движении по трем направлениям с помощью известной формулы:

$$F = G \cdot \left[\frac{K}{\mu} \left(1 + \frac{a_B}{g} \right) + \frac{1}{g} \left(a_r \cdot \operatorname{tg} \alpha + \omega^2 \cdot R \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) + \varepsilon \cdot R \right]$$

где G – масса детали; K – коэффициент запаса; a_B – ускорение вертикального движения; μ – коэффициент трения между губками; g – ускорение свободного падения; ω – угловая скорость вращения; ε – угловое ускорения поворота ЗУ; R – расстояние от оси вращения до оси детали, м ($R=1,3$); α – угол скоса губок; a_r – ускорение горизонтального движения.

Определяется ускорение в вертикальном направлении

$$a_s = \frac{v_s}{t}$$

где v_s – линейная скорость перемещения в вертикальном направлении, м/с; t_s – время перемещения робота в вертикальном направлении на максимальное расстояние с максимальной линейной скоростью, с.

$$t_s = \frac{S}{v_s} = \frac{0,5}{0,5} = 1c,$$

где S – максимальное расстояние перемещения робота в вертикальном направлении, м.

Тогда:

$$a_s = \frac{0,5}{1} = 0,5 м/с^2$$

Определяется ускорение в горизонтальном направлении

$$a_r = \frac{v_r}{t_r}$$

где: v_r – линейная скорость перемещения в вертикальном направлении, м/с; t_r – время перемещения робота в горизонтальном направлении на максимальное расстояние с максимальной линейной скоростью, с.

$$t_r = \frac{S}{v_r} = \frac{1,1}{1} = 1,1c,$$

Тогда:

$$a_r = \frac{1}{1,1} = 0,91 \text{ м/с}^2$$

Угловая скорость руки относительно вертикальной оси определяется из технической характеристики:

$$\omega = 60 \text{ град/с} = 1,05 \text{ рад/с}$$

Определяем угловое ускорение относительно вертикальной оси

$$\varepsilon = \frac{a_r}{R},$$

где a_r – тангенциальное ускорение руки относительно вертикальной оси, $\frac{\text{рад}}{\text{с}^2} \cdot \text{м}$;

Определяем время поворота руки относительно вертикальной оси

$$t_n = \frac{D}{\omega_s},$$

где D – максимальный угловой диапазон поворота руки, град,

$$t_n = \frac{D}{\omega_s} = \frac{300}{60} = 5 \text{ с}$$

Определяется линейная скорость при повороте руки относительно вертикальной оси

$$V = \omega \cdot R$$

$$V = \omega \cdot R = 1,05 \cdot 1,3 = 1,365 \frac{\text{рад}}{\text{с}} \cdot \text{м}$$

Определяем тангенциальное ускорение руки относительно вертикальной оси

$$a_{\tau} = \frac{v}{t_{\kappa}} = \frac{1,365}{5} = 0,273 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2} \cdot \text{м}$$

Тогда:

$$\varepsilon = \frac{0,273}{1,3} = 0,21 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2},$$

Тогда зажимное усилие схвата составит

$$F = 7,5 \cdot \left[\frac{1,5}{0,13} \cdot \frac{1,5}{0,13} \left(1 + \frac{0,5}{9,81} \right) + \frac{1}{9,81} \cdot (0,91 \cdot \text{tg}45^{\circ} + 1,05^2 \cdot 1,1 \cdot \text{tg}45^{\circ}) + 0,21 \cdot 1,3 \right] =$$

$$= 7,5 \cdot [12,1 + 0,22 + 0,231] = 94 \text{ Н}$$

Далее определяем движущую силу (усилие на штоке пневмоцилиндра). Из выражения передаточного отношения для данного типового механизма захватного устройства, находим:

$$P = \frac{4 \cdot l \cdot F}{d} = \frac{4 \cdot 0,11 \cdot 94}{0,035} = 1182 \text{ Н}$$

После чего определяем диаметр приводного цилиндра.

$$D = \left[\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot \eta \cdot \rho \cdot (1 - 0,5^2)} \right]^{1/2}$$

где: ρ – удельное давление воздуха в пневмосети, МПа; ($\rho = 0,4$ МПа); c – эмпирическая постоянная, равная (приблизительно):

$$c = d/D = 0,5$$

$$D = \left[\frac{4 \cdot 1182}{3,14 \cdot 0,95 \cdot 0,4 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,5^2)} \right]^{1,2} = 0,0726 \text{ м} = 72,6 \text{ мм}$$

Данное значение округляем до ближайшего стандартного $D=80$ мм.

Выбираем цилиндр 40M4Д80A50 Camozzi двустороннего действия, соответствующий стандарту ISO6431. Цилиндры этой серии оснащены устройствами демпфирования в конце хода с регулировкой интенсивности торможения. Положение поршня определяется магнитными датчиками положения, закрепляемыми на цилиндре. Кроме того, поршень имеет пластиковые шайбы, обеспечивающие бесшумную остановку.

Для проведения проверки, в начале определяем усилие контактирования между деталью и губкой захватного устройства ПР:

$$N = \frac{F \cdot \sin \varphi_1 - \mu \cdot \cos \varphi_1}{\mu \sin(\varphi_1 + \varphi_2) - 2 \cdot \eta \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)}$$

$$N = \frac{94}{0,13} \cdot \frac{\sin 45^\circ - 0,13 \cdot \cos 45^\circ}{\sin(45^\circ + 45^\circ) - 2 \cdot 0,95 \cdot (45^\circ - 45^\circ)} = 445 \text{ Н}$$

Определяем контактное напряжение по формуле:

$$\sigma = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{N \cdot E_{\text{пр}}}{l} \left(\frac{2}{d} - \frac{1}{r} \right)}$$

где $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости материала губки захвата и детали

$$E_{\text{пр}} = 1,05 \cdot 10^{11} \text{ Па},$$

где l – ширина губки, см; d – диаметр детали, см; r – радиус губок ЗУ, см.

$$\sigma = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{445 \cdot 1,05 \cdot 10^{11}}{1} \left(\frac{2}{10} - \frac{1}{6} \right)} = 0,52 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Допускаемое контактное напряжение в материале детали (см. справочник по механическим свойствам материалов) при линейном контакте оказывается больше расчетной величины напряжения. То есть условие $\sigma < [\sigma_k]$ выполняется, следовательно, повреждения поверхности захватываемой роботом детали не произойдет.

10. ДИАПАЗОН РАСКРЫТИЯ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Диапазон раскрытия схвата представляет собой величину перемещения рабочих элементов при захватывании объекта минимального и максимального размеров (рисунок 17):

$$\Delta H = H_{\text{max}} - H_{\text{min}}.$$

Раскрытие каждого рабочего элемента схвата при захватывании объекта радиуса R_{max} равно:

$$H_{\text{max}} / 2 = R_{\text{max}} / \sin \alpha + \delta,$$

где δ – ход рабочего элемента; δ_1 – минимальная величина

зазора между рабочими элементами и поверхностью объекта, за которую осуществляют захват:

$$\delta = \sum_{i=1}^4 \delta_i,$$

$$\delta_1 = R_{max} - R_{min} \sin \alpha = R_{max} (1 - \sin \alpha),$$

δ_2 – половина погрешности изготовления объекта; δ_3 – погрешность базирования объекта на позиции, с которой происходит его захватывание; δ_4 – погрешность позиционирования промышленного робота.

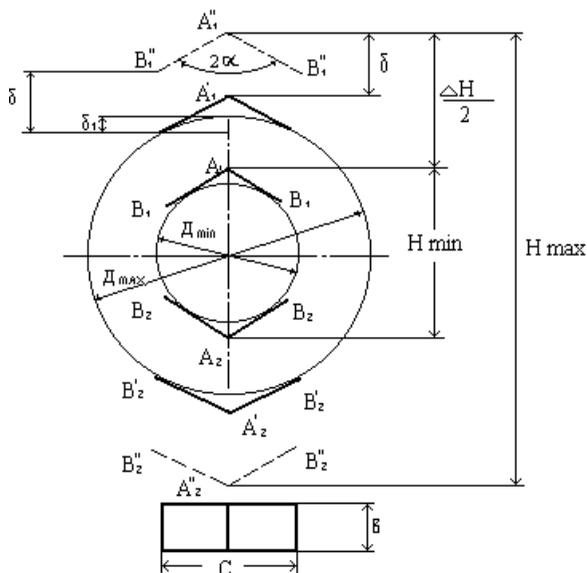


Рисунок 18. Расчетная схема определения диапазона схвата

Раскрытие рабочего элемента при захватывании объекта радиуса R_{min} :

$$H_{min} / 2 + R_{min} / \sin \alpha.$$

Диапазон раскрытия одного рабочего элемента:

$$\Delta H / 2 = (R_{max} - R_{min}) / \sin \alpha + \delta = \Delta R / \sin \alpha + \delta,$$

где ΔR – изменение радиуса объекта.

Диапазон раскрытия схвата равен

$$\Delta H = \Delta D / \sin \alpha + 2\delta,$$

где ΔD – изменение диаметра объекта $\Delta D = D_{max} - D_{min}$.

11. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ.

Основными параметрами рабочих элементов являются: угол 2α раскрытия рабочего элемента, длина C и ширина b (рисунок 18). Угол α выбирают из диапазона допустимых значений. Наибольшее значение угла $\alpha_{max} = 80^\circ$ принимают из условия отсутствия заклинивания объекта при захватывании. Наименьшее значение угла определяют из условия нормального захватывания объектов с заданным отношением минимального R_{min} и максимального R_{max} радиусов:

$$\alpha_{min} = \arccos \sqrt{\frac{R_{min}}{R_{max}}}.$$

В большинстве случаев $\alpha = 60^\circ$, реже $\alpha = 45^\circ$.

Длину C рабочего элемента выбирают с учетом следующих требований: при захватывании объекта минимального размера крайние точки B_1 и B_2 рабочих элементов не должны соприкасаться друг с другом, и при захватывании объекта максимального размера крайние точки B_1 и B_2 рабочих элементов не должны вступать в контакт с объектом. Следовательно, размер C выбирают из условия:

$$2R_{\max} \cos \alpha \leq C \leq \frac{2R_{\min}}{\cos \alpha}.$$

С целью уменьшения габаритов рабочего элемента размер C рекомендуют выбирать близким к минимальному значению. Ширину b рабочих элементов находят из условия контактной прочности: $\sigma_{\text{н}} \leq [\sigma]_{\text{н}}$.

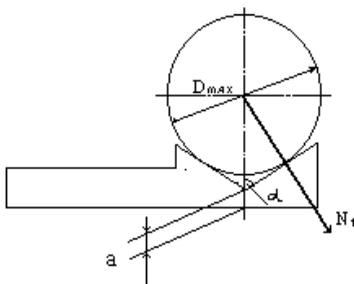


Рисунок 19. Схема определения толщины рычага схвата

Толщину a рабочего элемента (рисунок 18) находят из условия изгибной прочности:

$$\sigma_{\max} = \frac{N_1 \frac{R_{\max}}{\operatorname{tg} \alpha}}{W_u} \leq [\sigma]_u,$$

где N_1 – наибольшее нормальное усилие в точке контакта объекта с губкой; W_u – осевой момент сопротивления изгибу поперечного сечения полки рабочего элемента.

Для плоского сечения размером axb имеем

$$W_u = ba^2 / 6,$$

тогда толщина полки

$$a \geq \sqrt{\frac{6N_1 R_{\max}}{b[\sigma]_{ul} \operatorname{tg} \alpha}}.$$

В настоящее время нет схемных и конструктивных решений хватных устройств с электроприводом, которые могли бы считаться типовыми. Выбор электродвигателя осуществляется по требуемому среднему вращающемуся моменту и угловой скорости с учетом требуемого быстродействия, и передаточного отношения привода на основании следующего уравнения:

$$\frac{1}{2} I \omega_0^2 + M_c \varphi = \frac{1}{2} \frac{S^2}{c},$$

где M_c - средний вращающий момент двигателя; φ - угол поворота двигателя до остановки; S - усилие захватывания в момент остановки двигателя; c - приведенная жесткость всех упругих элементов.

$$\varphi = Si/c,$$

где i - передаточное число, определяемое как отношение угла поворота ротора к перемещению рабочего элемента и имеющее размерность м^{-1} .

Решение уравнения:

$$S = iM_c + \sqrt{(iM_c)^2 + Ic\omega_0^2}$$

Считая, что основной вклад в усилие захватывания вносит статический момент двигателя, то есть $(iM_c)^2 > Ic\omega_0^2$, получим $S \approx 2M_c$. Окончательный выбор двигателя может быть произведен, исходя из требований к быстродействию хватного устрой-

ства:

$$M_c = Sh_0 / 2\omega_0 T,$$

где h_0 - максимальный ход рабочих элементов захвата; T - требуемое время перемещения. При необходимости учитывается дополнительное запаздывание вследствие разгона двигателя и его торможения.

Усилия, действующие на элементы конструкции схвата, определяют исходя из кинематического анализа, прикладывая к губкам схвата усилие зажима заготовки. По найденным усилиям рассчитывают размеры элементов, входящих в схват, шарниров, рычагов. Поперечное сечение рычагов схвата рассчитывают на изгиб. Опасным сечением является место установки шарнира:

$$\sigma_{II} = 10^3 M_{II} / W \leq [\sigma_{II}],$$

где: M_{II} - изгибающий момент, действующий в опасном сечении; W - момент сопротивления сечения изгибу; $\sigma_{\text{е}} = (0,4 \dots 0,5) \sigma_0$ - допускаемое напряжение изгиба. Ширину рычагов принимают обычно из конструктивных соображений.

Шарниры схвата рассчитывают на срез и смятие. Диаметр шарнира, мм:

$$d = \sqrt{4F(\tau_{-p}\pi)},$$

где F - усилие, действующее на шарнир; $\tau_{-p} = 0,2 \dots 0,3$ - допускаемое напряжение среза; длина рабочей части шарнира

$$l = \frac{F}{\pi d [\sigma]_{см}},$$

где $[\sigma]_{см} = (0,4 \dots 0,6) \sigma_T$ - допускаемое напряжение смятия.

Губки схвата контактируют с деталью, от их конструкции во многом зависит точность и надежность его работы. При конструировании необходимо учитывать, что на губки действуют значительные нормальные усилия и силы инерции, которые сдвигают губки со своего места. С другой стороны, губки должны обеспечить наибольшую силу трения, что позволяет уменьшить размеры элементов схвата. Поэтому в конструкции губок необходимо предусмотреть их жесткую фиксацию, выполнение конструкции губок с высокой твердостью и возможностью их быстрой и легкой установки и замены. Губки изготавливают из сталей марок 65Г, 60С2, У8А, У10А с твердостью ≥ 55 НRс. Коэффициент трения μ для губок с рифлением 0,3...0,4, для губок без рифления 0,12...0,16.

В ряде случаев, особенно при удержании детали за счет сил трения, усилия, действующие в местах контакта с захватными устройствами, весьма значительны. Это может привести к повреждению поверхностей деталей, что недопустимо при их чистовой обработке, или к повреждению зажимных пальцев захватных устройств. Контактные напряжения σ должны быть меньше допускаемых σ . Значения допускаемых напряжений для различных типов материалов можно рассчитать по формуле:

$$[\sigma] = (2,5...3)HB,$$

где HB - твердость материала по Бринелю.

Допускаемые контактные напряжения для сталей; 450...850 МПа - для линейного контакта; 1100...2200 МПа для точечного контакта. Допускаемые напряжения для чугуна 260...350 МПа для линейного контакта.

Формулы, определяющие расчетные значения на поверхности контакта заготовки с захватным устройством, приведены в таблице 8. Приведенный модуль упругости материалов E_{np} подсчитывают по формуле:

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{(E_1 + E_2)},$$

где E_1 - модуль упругости материала объекта манипулирования; E_2 - модуль упругости материала губок захватного устройства. Значения модуля упругости для некоторых материалов приведены в таблице 7.

Таблица 7. Значения модуля упругости для различных материалов.

Материал	Модуль упругости, Мпа
Сталь	$(1,9...2,15) 10^5$
Чугун серый	$(1,2...1,55) 10^5$
Медь техническая	$(1,1...1,3) 10^5$
Бронза	$(0,8...1,2) 10^5$
Алюминиевые сплавы	$(0,69...0,7) 10^5$
Текстолит	$(0,8...1,0) 10^5$

Таблица 8. Значения коэффициента m в зависимости от соотношения $2r/d$.

$2r/d$	m	$2r/d$	M
1,0	0,388	0,4	0,536
0,9	0,4	0,3	0,6
0,8	0,42	0,2	0,716
0,7	0,44	0,15	0,8
0,6	0,468	0,1	0,97
0,5	0,49	0,05	1,98

Ширина губки захватного устройства обычно выбирается по конструктивным соображениям и может быть для тяжелых случаев нагружения (несимметричный зажим) проверена по формуле:

$$b \geq \frac{1,5mgl}{(N + 1,5mg)}$$

где N - усилие, действующее на каждую губку при зажиме; m - масса детали; l - длина детали; b - ширина губки; g - ускорение свободного падения.

12. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ЗАХВАТНЫЕ УСТРОЙСТВА

Пневматические хватные устройства обладают особым достоинством, заключающимся в том, что сила захватывания и удержания распределяется на значительную поверхность, благодаря чему с их помощью можно захватывать и перемещать хрупкие и непрочные изделия из стекла, пластмассы, керамики и металлов. Хватные устройства струйного типа дают возможность бесконтактного захватывания тщательно обработанных легких деталей электровакуумной, полупроводниковой и приборостроительной промышленности. С помощью вакуумных хватных устройств возможно захватывание и удержание громоздких и тяжелых изделий с достаточно сложной поверхностью независимо от материала, из которого они изготовлены. Недостатком является необходимость принятия специальных мер для обеспечения надежной подачи сжатого воздуха или поддержания устойчивого вакуума.

Пневматические хватные устройства подразделяются на пневмокамерные и струйные; могут быть низкого (до $0,5 \cdot 10^5$ Па) и высокого (более $0,5 \cdot 10^5$ Па) давления; по числу хватных элементов могут быть одиночными и групповыми.

Пневмокамерные хватные устройства - это устройства, в которых в качестве привода, воздействующего непосредственно на захватывающие органы стенки камеры, используют давление сжатого воздуха. По конструктивному признаку они подразделяются на камерные (надувные) наружного и внутреннего захватывания, а также шланговые (пальцевые). Типовые конструкции таких хватных устройств показаны на рисунке 20.

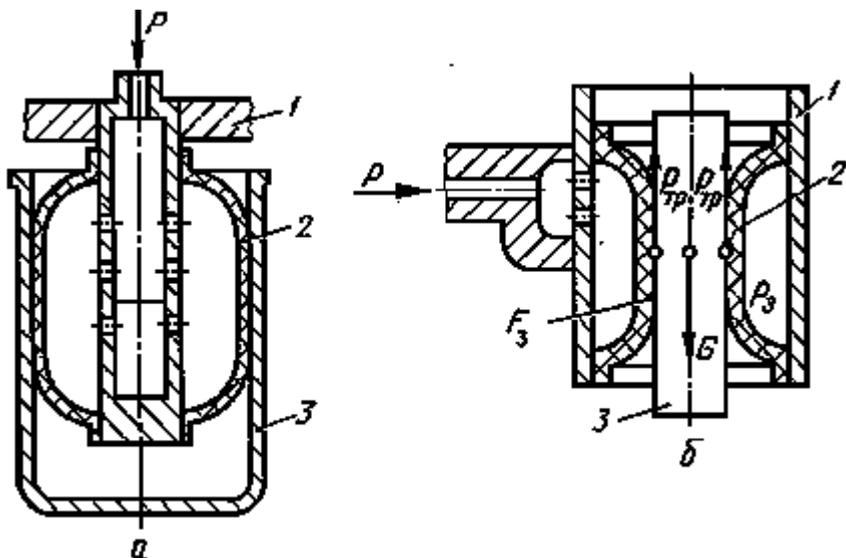


Рисунок 20. Пневмокамерные захватные устройства: а – внутреннего захватывания, б – внешнего захватывания.

Грузоподъемность пневмокамерных захватных устройств зависит от целого ряда факторов: формы захватываемой поверхности и ее шероховатости, площади поверхности захвата, направления силы веса захватываемого объекта по отношению к оси захвата. Наиболее неблагоприятным является случай захватывания по цилиндрической поверхности. При этом в случае вертикального расположения захвата сила веса G объекта будет уравновешиваться суммарной силой трения $P_{тр}$ между поверхностями соприкосновения объекта и захвата.

Сила трения $P_{тр}$ в свою очередь зависит от нормального усилия прижатия стенки камеры к объекту, то есть от давления P_3 в камере захватного устройства и от коэффициента трения f .

Таким образом, требуемое усилие удержания

$$P = P_{тр} = f \rho_3 F,$$

где F - площадь поверхности захватывания, μ - коэффициент трения, ρ_3 - давление в пневмокамере.

Следовательно, можно либо, задавая значение давления в камере захватного устройства, определить требуемую площадь поверхности захвата, либо, задавая значение F , определить требуемое давление в камере устройства:

$$\rho_3 = Gk / fF,$$

где k - коэффициент запаса, $k = 1,2 - 1,5$.

При горизонтальном расположении захвата под действием момента силы веса объекта манипулирования захват будет поворачиваться в вертикальной плоскости. Угол отклонения объекта от горизонтальной оси $\varphi = M/c$, где c - угловая жесткость захватного устройства; M - момент силы веса относительно центра поворота.

Быстродействие пневмокамерных захватных устройств оказывает влияние на общий цикл работы робототехнологического комплекса. Считая, что основным режимом движения воздуха в камере является докритический, время захвата и отпускания можно определить по следующим зависимостям:

- время захвата

$$t_3 = 0,57V_k / k\mu f \sqrt{RT},$$

- время отпускания

$$t_{omn} = V_k / (0,685k\mu f \sqrt{RT}).$$

Здесь V_k - объем камеры; k - коэффициент адиабаты ($k = 1,4$); μ - коэффициент расхода канала, равный 0,5 - 0,6; f - площадь канала; R - газовая постоянная, (187,14 Дж/кг $^{\circ}$ К); T - абсолютная температура воздуха в магистрали. Алгоритм расчета пневмокамерных ЗУ показан на рисунке 21.

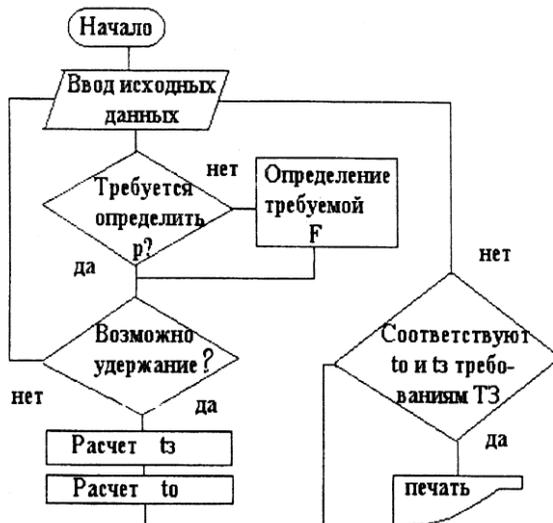


Рисунок 21. Алгоритм расчета пневмокамерных ЗУ.

Поддерживающие захватные устройства. Устройства такого типа обеспечивают удержание объекта манипулирования посредством нормального давления струи воздуха на нижнюю поверхность объекта. Аэродинамическое воздействие на деталь поддерживает ее в подвешенном состоянии, причем усилие поддержки пропорционально квадрату скорости струи. Такие захватные устройства наиболее пригодны для деталей с центральным отверстием, через которое пропускается стержень, выполняющий функцию питающего канала (рисунок 22).

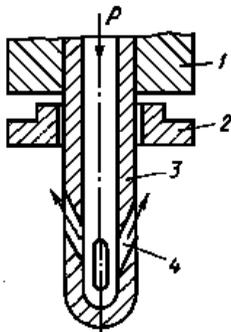


Рисунок 22. Поддерживающее захватное устройство

В стержне 3, размещенном в корпусе 1 захватного устройства, имеется ряд прямых сопел 4, расположенных под углом к поверхности захватываемого объекта. При захватывании стержень проходит через отверстие в детали 2, струи воздуха из сопел 4 подхватывают деталь и прижимают ее к торцу захвата 1. В случае необходимости ориентации объекта в захватном устройстве по угловой координате устройство может быть снабжено дополнительным рядом сопел, расположенных тангенциально к оси корпуса 1. В этом случае крутящий момент образуется в результа-

те воздействия струй воздуха, истекающих спирально из тангенциальных сопел.

Силу, необходимую для удержания объекта манипулирования, можно определить из зависимости

$$P \geq kG \left(1 + \frac{a}{g} \right),$$

где k - коэффициент запаса ($k = 1,5 - 1,8$); G - сила веса объекта; a - ускорение подъема объекта; g - ускорение свободного падения.

Усилие удержания, которое образует конструкция захватного устройства с двумя соплами, определяется по формуле:

$$F = \frac{m^2}{\pi r \rho} \sqrt{2(1 + \cos 2\alpha)},$$

где r - радиус сопла; ρ - плотность воздуха на срезе сопла; m - расход воздуха через одно сопло; α - угол наклона сопла к поверхности объекта.

Быстродействие устройства может быть оценено временем прохождения волны высокого давления по каналу между клапаном включения и выходом сопел:

$$t = \frac{l}{a},$$

где l - длина канала; a - скорость распространения звука в воздухе (341 м/с при $T = 293^\circ \text{ K}$).

Для захвата деталей, не имеющих отверстий, служат гнездовые захватные устройства, поддерживающие сопла которых размещены по периферии гнезда.

Струйно-вакуумные захватные устройства. В основу их конструкций положен известный эффект возникновения присасывающего действия, выражающийся во взаимодействии сформированной сопловыми элементами и истекающей из них струи сжатого воздуха с обтекаемой ею плоской, цилиндрической или шаровой поверхности заготовки. Основным требованием следует считать наличие ярко выраженной базовой прямолинейной плоской либо торцевой поверхности захватывания, которая не имела бы выступов, буртиков, препятствующих течению потока воздуха. Захват деталей в большом диапазоне размеров делает экономичным и целесообразным их применение в условиях любого производства. Одна из конструкций устройств такого типа показана на рисунке 23.

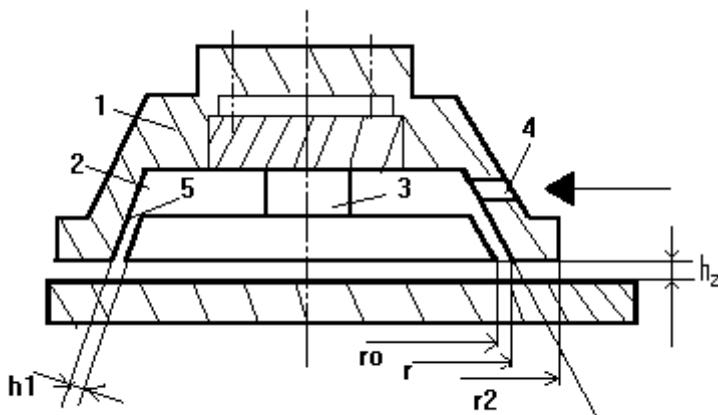


Рисунок 23. Струйно-вакуумное устройство

Направленная параллельно или под углом α к плоскости заготовки струя воздуха постоянного магистрального давления P_M истекает через кольцевую щель 5 в зазор h_2 , образованный тор-

цом корпуса 1 и плоскостью заготовки, образуя в дальнейшем плоский кольцевой радиальный поток. Скорость течения потока, примерно равная в начале щели критической, постоянно снижается по параболическому закону до нуля по мере удаления от начала щели. Она определяет энергию движущегося сплошного потока воздуха. Эта энергия, характеризующаяся полным напором, состоящим из суммы пьезометрического и динамического напоров, вызывает в зоне торца захвата понижение давления до значения ниже атмосферного. Падение давления приводит к появлению в зоне торца захвата радиусом r_2 аэродинамического эффекта притяжения; величина силы притяжения для струйного схвата с кольцевой щелью на торце зависит от оптимального соотношения между зазором h_2 и толщиной h_1 конической щели, измеряемой в нормальном к поверхности фасок направлении и равной порядка 0,12 мм. Отношение h_2/h_1 для конической щели с углом $\alpha = 120-150^\circ$, при котором обеспечивается максимальное усилие притяжения, должно находиться в пределах 2,8 - 3,2 ($h_1 \approx 0,12$ мм).

С определенного расстояния под действием возрастающей по параболическому закону силы притяжения заготовка будет поднята вверх и прижата к торцу захвата. Она не находится в непосредственном контакте с торцом захвата, а свободно плавает на образованной в зазоре взаимодействующих торцов захвата и заготовки воздушной подушке, автоматически поддерживая зазор h_2 толщиной примерно 0,08 - 0,15 мм.

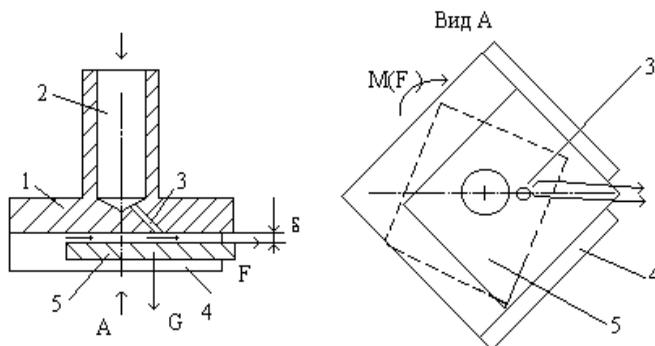


Рисунок 24. Струйное захватное устройство с ориентацией объекта

Для расчета подобных захватных устройств можно использовать следующие зависимости:

Усилие притяжения

$$F = \pi V_0^2 \rho_a r_0^2 \left(\frac{r_2 \ln \frac{r_2}{r_0} - r_2 + r_0}{r_2 - r_0} + 0,5 - \frac{h_2}{r_0} \cos \frac{\alpha}{2} \right),$$

где

$$V_0 = \frac{\mu}{\rho_a} \left(\frac{h_1}{h_2} \right)^n p_m \sqrt{\frac{n}{RT} \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}}}$$

Здесь $\alpha = 120 \dots 150^\circ$, $\mu = 0,6 \dots 0,7$ – коэффициент расхода; ρ_a – плотность воздуха при атмосферном давлении; n – показатель адиабаты ($n = 1,4$); p_m – магистральное давление; R – газовая постоянная; T абсолютная температура воздуха. Для устойчивой работы струйных захватов рекомендуется магистральное да-

ление $(18,6 - 49,0)10^4$ Па.

Для захвата деталей, не имеющих отверстий, служат гнездовые захватные устройства, поддерживающие сопла которых размещены по периферии гнезда.

Важной характеристикой струйных захватов, функционально зависящей от параметров захвата и сжатого воздуха, является средняя удельная сила, определяемая как отношение силы захвата к площади рабочего торца

$$F_{уд} = F / \pi r_2^2.$$

При проектировании точку приложения сил надо выбирать так, чтобы центр тяжести заготовок находился ближе к центру захвата. Грузоподъемность регулируется плавным изменением давления в магистрали. Один и тот же захват может быть использован для подачи различных по размерам и конфигурации заготовок.

При определенной конструкции струйное захватное устройство 1 позволяет осуществлять одновременно угловую ориентацию объекта 5 (например, прямоугольной пластины) и его базирование (рисунок 24). В этом случае канал 2, по которому подводится сжатый воздух, соединяется с наклонным соплом 3, формирующим плоский поток воздуха в зазоре между торцом захвата и объектом в направлении окна, образованного двумя ограничительными стенками 4. Из-за большой скорости потока воздуха давление в зазоре уменьшается и происходит подъем и удержание объекта на некотором расстоянии δ от торца захватного устройства, причем величина зазора устанавливается автоматически из условия равновесия объекта. При этом объект 5 (прямоугольник, показанный штриховой линией) будет поворачиваться

вокруг вертикальной оси захватного устройства и одновременно перемещаться в диагональном направлении к окну, пока не окажется прижатым к боковым стенкам 4.

Подъемную силу, действующую на пластинку в бесконтактном струйном захватном устройстве (рисунок 23) определяют по формуле:

$$F = \frac{\pi P_a R_{\max}^2}{3} \left[\frac{(1 - 2S_0)\eta}{(1 - S_0^2)(1 - 6m\eta)} - (1 - 2S_0)\eta \right],$$

где P_a – давление воздуха на выходе из зазора (атмосферное давление); R_{\max} – максимальное значение радиуса торца захвата (вписанной окружности в пластинку); $S_0 = r / R_{\max}$; r – внутренний радиус подводящего канала; $\eta = 1 - P_n / P_a$; P_n – давление сжатого воздуха в подводящем канале; $m = 2/7$.

Условие равновесия пластинки в струйном захватном устройстве при установившемся адиабатическом движении воздуха в зазоре δ имеет вид:

$$0,65\sqrt{\alpha} < S_0 < 0,5$$

При изотермическом движении воздуха:

где:

$$0,18(1 + 2,7\sqrt{\alpha}) < S_0 < 0,5;$$

G – сила тяжести пластинки.

$$\alpha = \frac{3G}{\pi P_a R_{\max}^2},$$

Необходимым условием перемещения пластины в плоскости захвата и ее базировании является смещение центра масс пластины относительно оси сопла. Даже при малом значении это-

го смещения пластина под действием сил вязкого трения F будет удаляться от оси захвата со скоростью, возрастающей во времени по закону гиперболического синуса. Поворот пластины будет происходить, если центр тяжести сопла не лежит на одной из главных осей инерции пластины или оси ее симметрии. В этом случае сумма проекций сил трения на прямую, соединяющую центр масс пластины и центр сопла, не равна нулю.

Действие вихревых захватных устройств (рисунок 25,а) основано на свойстве изолированного вихря создавать вдоль своей продольной оси область пониженного давления в результате чего из-за разности атмосферного давления и давления внутри вихря возникает подъемная сила.

Вихревое захватное устройство состоит из корпуса 1 с цилиндрической камерой, завихрителя 3 с соплами 4, расположенными по касательной к внутренней окружности завихрителя, втулки 2, насадки 5 с отверстиями 6.

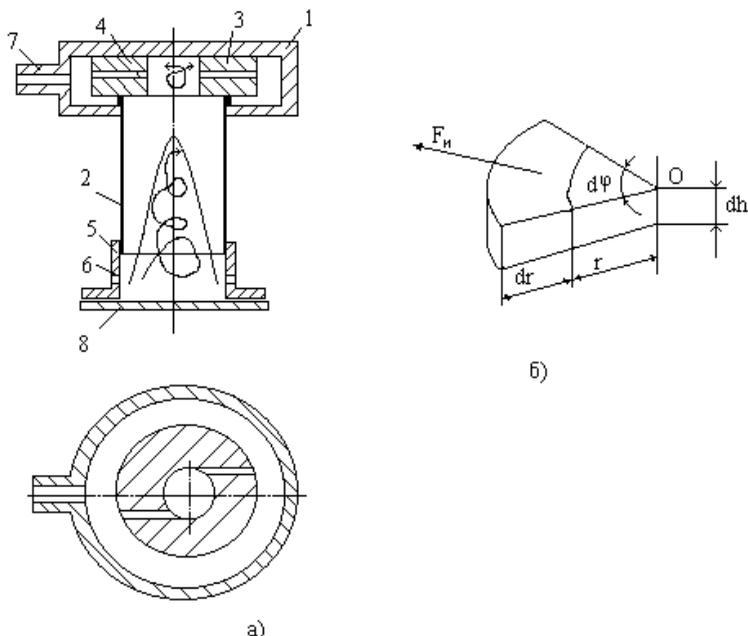


Рисунок 25. Пневмовихревое захватное устройство

При работе захватного устройства сжатый воздух из магистрали через штуцер 7 поступает в камеру 1, где устанавливается давление, превышающее атмосферное, и далее через сопла 4 во втулку 2.

Благодаря высокой скорости истечения воздуха через сопла формируется сильно закрученный поток воздуха, движущийся вдоль стенок втулки 2 в направлении уменьшения давления сверху вниз. Вдоль оси этого потока устанавливается разрежение, что способствует засасыванию атмосферного воздуха через отверстия 6 внутрь втулки 2. В результате в нижней части устройства образуется вихревая воронка, в которой частицы воздуха движутся по восходящей спирали, и в ней возникает область пониженного давления. Притягивание объекта 8 к насадке 5 осуществляется за счет разности атмосферного и внутривихревого

давлений.

Вблизи завихрения формируется верхний вихрь, в котором воздух движется по нисходящей спирали, оттесняясь вихревой воронкой к стенкам втулки 2 и устремляясь в атмосферу через боковые отверстия 6.

Приближенно подъемную силу такого устройства можно определить следующим образом. Двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии dh , вырежем из насадки 5 элементарный цилиндр. На расстоянии r от центра O -элементарного цилиндра вырезаем элементарный объем воздуха размером $dh dr d\varphi$ (рисунок 25,б). При вихревом движении этого объема воздуха с угловой скоростью ω возникает элементарная центробежная сила (сила инерции):

$$dF_{и} = dm \omega^2 r = \rho dr dh d\varphi \omega^2 r,$$

где dm – масса элементарного объема воздуха, ρ – плотность воздуха.

Элементарное приращение давления в сечении, отстоящем от центра цилиндра на расстоянии r , можно определить в виде

$$d\Delta P = \frac{dF_{и}}{dS},$$

где ΔS – площадь элементарного объема воздуха вдоль образующей цилиндра, $dS = r d\varphi dh$.

Подставляя $dF_{и}/dS$ и интегрируя это выражение в пределах от 0 до R (R – радиус насадки), получим приращение давления на стенке насадки

$$\Delta P = \int_0^R w^2 \rho r dr = \frac{w^2 R^2 \rho}{2} = \frac{v^2 \rho}{2},$$

где v скорость подачи воздуха в вихревую камеру.

Так как в стенках насадки имеются отверстия, то воздух через них выходит наружу и давление на стенки насадки практически не изменяется.

Тогда давление внутри вихря равно $P_B = P_a - \Delta P$.

Подъемная сила захватного устройства:

$$F = K_p (P_a - P_B) A = K_B \Delta P A,$$

где $K_B = (0,3...0,5)$ – коэффициент запаса; A – площадь захвата (насадки).

Вакуумные ЗУ действуют по принципу непосредственного присасывания к перемещаемому изделию, которое вызывается созданием разрежения воздуха (вакуума) в объеме, образуемом внутренней полостью присоски и поверхностью изделия. Несмотря на ряд недостатков вакуумных ЗУ — шум при работе, низкое усилие фиксации заготовок, трудности захвата деталей с отверстиями, малый срок службы (особенно при захвате горячих изделий), — такие ЗУ имеют и много преимуществ:

- простота конструкции, небольшая масса;
- удобство и быстрота захвата и освобождения изделий, возможность захвата изделий за одну поверхность;
- более равномерное по сравнению с механическими ЗУ распределение нагрузки на деталь, что предотвращает повреждение захватываемой поверхности.

Особенно эффективны вакуумные ЗУ при транспортировке и монтаже конструкций и изделий из относительно воздухонепроницаемого материала с гладкой поверхностью (стекло, металл,

мрамор, гранит, дерево, бетон, полимерные материалы и др.). При захватывании и перемещении громоздких изделий в целях повышения надежности применяют ЗУ, состоящие из нескольких присосок. Это позволяет в случае отказа некоторых из них из-за недостаточно плотного контакта иметь гарантию удержания детали при транспортировке.

В процессе захвата тонких эластичных пластин большими присосками возникают значительные деформации, которые могут привести к разрушению материала пластин, если он хрупкий, или к появлению остаточных деформаций, если материал достаточно пластичный. Использование в вакуумных ЗУ промышленных роботов микроприсосок диаметром от 2 до 8 мм, которые располагают в шахматном порядке или в виде сот, исключает такую опасность, а также позволяет захватить детали, имеющие криволинейные поверхности и сквозные отверстия. Наибольшее применение микроприсоски получили в приборостроительной и радиоэлектронной промышленности, так как здесь число деталей с криволинейной поверхностью, ступенчатых, тонких пластин со сквозными отверстиями массой не более 200 г достигает $\approx 50\%$ общего числа.

Конструкции вакуумных ЗУ и характер их использования зависят от способа разрежения воздуха в вакуумной камере, методов ее девакуумирования и др. Вакуум в присосках может создаваться простым прижатием деформируемой присоски к детали (безнасосные схваты), применением эжекторов и вакуумнасосов.

При расчете вакуумных ЗУ определяют их грузоподъемность в зависимости от давления в них, геометрических размеров и всех внешних сил, отрывающих и сдвигающих деталь (веса детали, технологических, ветровых, инерционных сил и т. д.). Инер-

ционные и ветровые силы при известных условиях могут суммироваться либо с силами, срывающими изделие с присосок, либо с силами, способствующими его удержанию.

Расчет начинают с определения силы притяжения вакуумных присосок

$$P = SK_p(p_a + p_b) \quad (1)$$

где S — геометрическая площадь вакуумной присоски, ограниченная ее внутренним контуром, m^2 ; $K_p = 0,8...0,85$ — коэффициент, учитывающий уменьшение площади вакуумной присоски вследствие деформации уплотнения и изменения атмосферного давления по сравнению с нормальным; p_a и p_b — соответственно атмосферное и остаточное (внутреннее) давление в полости присоски, Па.

Равнодействующую R всех внешних нагрузок, лежащую в диаметральной плоскости ZU , можно перенести в точку O пересечения оси ZU и плоскости среза присоски, разложив ее на нормальную R_z и касательную R_x к плоскости среза присоски составляющие и приложив дополнительный момент M (рисунок 26). Для рассматриваемого случая, когда сила R действует в срединной плоскости пластинки, а ее центр тяжести смещен от оси схвата на величину e , момент M определится по формуле

$$M = R_z e + \frac{R_x h}{2} \quad (2)$$

где h — толщина детали.

В процессе подъема и перемещения груза соотношение между P , R_z , R_x и M изменяется, в результате чего грузоподъемность ZU непостоянна.

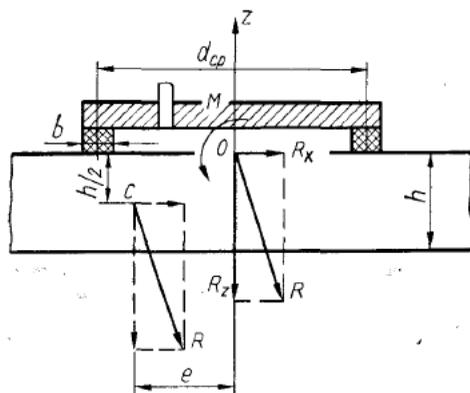


Рисунок 26. Приведение внешних нагрузок к оси ЗУ

При определении необходимой силы притяжения вакуумного ЗУ принимается большее значение, полученное исходя из следующих условий:

- 1) отсутствие смещения детали вдоль плоскости среза присоски под действием сдвигающей силы R_x ;
- 2) отсутствие разгерметизации вакуумной камеры ЗУ при действии силы R_z и момента M .

Для выполнения первого условия с коэффициентом запаса по силе сдвига K_x необходимо создать такое прижатие q_x вакуумной камеры к поверхности детали, чтобы возникающая при этом предельная сила трения была больше силы R_x в K_x раз:

$$q_x S_y \mu = R_x K_x \quad (3)$$

где S_y — площадь контакта уплотнителя с деталью; μ — коэффициент трения между поверхностями детали и контактирующего с ней уплотнителя вакуумной камеры.

Сила прижатия $q_x S_y$ равна разности силы притяжения P вакуумного схвата и силы отрыва R_z :

Проектирование роботов и РТС

$$q_x S_y = P - R_z \quad (4)$$

Откуда с учетом выражения (3) можно вывести:

$$P = R_z + \frac{R_x}{\mu} K_x \quad (5)$$

При рассмотрении второго условия следует иметь в виду, что сила R_z уменьшает реактивное давление q уплотнителя вакуумной камеры, вызываемое силой притяжения P , на деталь на величину q_z , а момент M приводит к неравномерному, но линейному его распределению (рисунок 27).

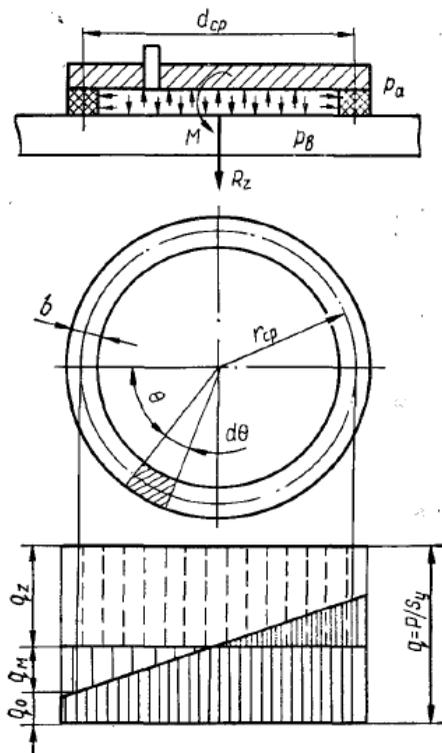


Рисунок 27. Распределение давления по участку уплотнения вакуумного ЗУ

Поэтому для исключения разгерметизации наименьшее давление на периметре касания уплотнителя вакуумной камеры с

поверхностью детали должно быть не менее q_0 :

$$q - q_z K_z - q_M K_M \geq q_0 \quad (6)$$

Здесь $q = P/S_y$ — давление уплотнителя вакуумной камеры на деталь, вызванное силой притяжения P при отсутствии внешних нагрузок; $q_z = Rz/S_y$; K_z — коэффициент запаса по силе отрыва Rz ; q_M — наибольшее уменьшение реактивного давления q , вызванное действием момента M ; K_M — коэффициент запаса по моменту M ; q_0 — наименьшее достаточное для герметизации давление.

Давление q_0 зависит от качества поверхности груза и свойств материала уплотнения и может быть установлено экспериментально (таблица 9).

Выразим величину q_M через момент M . Учитывая, что давление распределено по линейному закону, его значение в произвольной точке на среднем радиусе r_{cp} площади контакта вакуумного ЗУ с поверхностью детали при малой ширине уплотнительного кольца по сравнению с диаметром d_{cp} можно найти следующим образом:

$$q(\theta) = \frac{q_M}{r_{cp}} r_{cp};$$

$\cos \theta = q_M \cos \theta$ (см. рисунок 26).

Момент от равнодействующей сил давления, приходящихся на элементарную площадку $r_{cp} b d\theta$, относительно оси Y запишется как

$$dM = q(\theta) r_{cp} b d\theta r_{cp} = q_M r_{cp}^2 b d\theta \cos^2 \theta \quad (7)$$

Проинтегрировав выражение (7) по углу θ , получим значение момента M :

$$M = 4 \int_0^{\pi/2} q_M r_{cp}^2 b \cos^2 \theta d\theta = \pi r_{cp}^2 b q_M \quad (8)$$

Проектирование роботов и РТС

Таким образом, учитывая, что для круглой камеры площадь $S_y = 2\pi r_{cp}b$,

$$q_M = \frac{2M}{S_y r_{cp}} = \frac{4M}{S_y d_{cp}} \quad (9)$$

Условие отсутствия разгерметизации (6) можно записать через силы притяжения P , отрыва Rz и момент M :

$$P - R_z K_z - \frac{4M}{d_{cp}} K_M = q_0 S_y, \quad (10)$$

Таблица 9. Удельное давление $10^{-5}q_0$ Па, на площади герметизирующего контактного уплотнения

Груз	Материалуплотнения				
	Губчатаярезина		Резиновая смесь 1432А (ТУ 204-54р)	Техническаярезина	
	ТУ 109-РТИ	РПТУ-1192		ГОСТ 7338-77	7889 (ТУМХП 4251-54)
Стальнойпрокат: чистый	0,5...1,0	0,6...1,2	1,0...2,0	1,5...2,5	3...4
с окалиной	1,0...1,2	1,0...1,4	1,5...2,8	—	—
Асбестоцемент	0,4...0,9	0,5...1,1	0,8...1,5	1,2...2,0	—
Мрамор и гранитполированные	0,4...0,6	0,5...0,7	0,7...1,0	0,9...1,2	—
Мраморнеполированный	0,8...1,1	1,1...1,3	2,0...3,0	3,0...4,0	5...6
Стекловитринное	0,4...0,5	0,5...0,6	0,6...0,9	0,8...1,1	—
Текстолит	0,4...0,6	0,5...0,6	0,6...0,9	—	3...4
Оргстекло	0,4...0,5	0,5...0,6	0,7...1,0	0,8...1,1	—
Пластикслоистый	0,4...0,6	0,5...0,6	0,6...0,8	0,8...0,9	—
Бетон: с гладкойповерхностью	0,8...1,2	1,0...1,4	2,0...3,0	3,0...4,0	5...6
с грубойповерхностью	1,5...2,0	1,8...3,5	—	—	—

откуда

$$P = R_z K_z + \frac{4M}{d_{cp}} K_M + q_0 S_y \quad (11)$$

Введя коэффициент снижения грузоподъемности $\varepsilon = \frac{P - q_0 S_y}{P}$, пере-пишем условие (11):

$$P = \frac{1}{\varepsilon} (R_z K_z + \frac{4M}{d_{cp}} K_M) \quad (12)$$

Для круглых камер коэффициент снижения грузоподъемности определится по формуле:

$$\varepsilon = \frac{K_p S (p_a - p_b) - q_0 S_y}{K_p S (p_a - p_b)} = 1 - \frac{4 d_{cp} b}{K_p (d_{cp} - b)^2} \cdot \frac{q_0}{(p_a - p_b)}, \quad (13)$$

$$\text{где } S_y = \frac{\pi (d_{cp} - b)^2}{4}$$

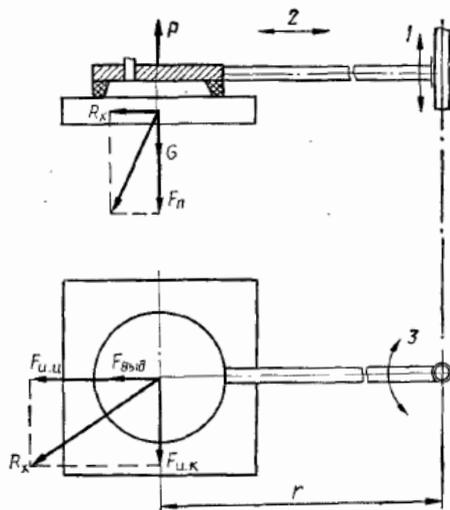


Рисунок 28. Нагрузки, действующие на заготовку при подъеме, выдвигении и повороте руки робота

При небольшой активной площади присоски и грубой поверхности детали коэффициент ξ , может приближаться к нулю, и вакуумное ЗУ становится неработоспособным. С увеличением рабочей площади присосок возрастает эффективность вакуумных ЗУ.

При выполнении расчетов, когда известны значения R_z , R_x и M , в качестве необходимого разрежения ($p_a - p_b$) в вакуумной камере присоски принимается большее из двух значений, полученных из условий отсутствия сдвига детали (5) или разгерметизации вакуумного ЗУ (12) с учетом (1):

Проектирование роботов и РТС

$$p_a - p_b = \frac{R_z + \frac{R_x K_x}{\mu}}{SK_p} \quad (14)$$

$$p_a - p_b = \frac{1}{SK_p} \left[R_z K_z + \frac{4M}{d_{cp}} K_M + SK_p \frac{4d_{cp}b}{(d_{cp}-b)^2} q_0 \right]. \quad (15)$$

При определении размеров вакуумной присоски, например, среднего диаметра уплотнения d_{cp} , за необходимое также принимается большее из двух значений, полученных по формулам (5) и (12). Из условия отсутствия сдвига детали вдоль плоскости среза присоски (5) можно рассчитать:

$$d_{cp} = 2 \sqrt{\frac{R_z + \frac{R_x K_x}{\mu}}{\pi K_p (p_a - p_b)}} + b. \quad (16)$$

Уравнение, выражающее условие отсутствия разгерметизации вакуумного ЗУ (12) с учетом (1) относительно диаметра уплотнения d_{cp} , имеет вид:

$$\frac{\pi}{4} (d_{cp} - b)^2 K_p (p_a - p_b) \cdot \left[1 - \frac{4d_{cp}b}{(d_{cp}-b)^2 K_p} \cdot \frac{q_0}{(p_a - p_b)} \right] = R_z K_z + \frac{4M}{d_{cp}} K_M, \quad (17)$$

и является кубическим. Его решение может быть найдено по формулам Кардано или численными методами.

На практике часто встречаются случаи, когда центр тяжести детали лежит на оси Z захватного устройства, а моментом сдвигающей силы R_x можно пренебречь. Тогда условия (5) и (12) с некоторым допущением в сторону увеличения можно свести к одному, приняв $Kz = Kx = K$:

$$P = \left(\frac{R_z}{\varepsilon} + \frac{R_x}{\mu} \right) \cdot K \quad (18)$$

Получим расчетные зависимости для определения максимально допустимого веса заготовки при перемещении ее вакуумным ЗУ с силой притяжения P при горизонтальном расположении плоскости среза присоски, когда центр тяжести заготовки лежит на оси Z ЗУ (рисунок 27).

Рассмотрим следующие характерные случаи.

1. Подъем руки робота (рисунок 26, стрелка 1). Отрывающая сила

$$R_z = G + F_n = G + \frac{G}{g} a_n = G \left(1 + \frac{a_n}{g} \right), \quad (19)$$

где G — вес заготовки; g — ускорение свободного падения; a_n — ускорение подъема заготовки. В этом случае сдвигающая сила $R_x = 0$.

Максимально допустимое значение веса заготовки

Проектирование роботов и РТС

получим из уравнения (18), подставив туда выражения для Rz и Rx :

$$G = \frac{5(p_a - p_b)K_p}{K \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{a_n}{g} \right)} \quad (20)$$

2. Выдвижение руки робота (рисунок 27, стрелка 2). Сила отрыва $R_z = G$.

Сила сдвига $R_x = \frac{G}{g} a_{\text{выд}}$, где $a_{\text{выд}}$ — ускорение выдвижения руки робота. Из уравнения (18) получим

$$G = \frac{5(p_a - p_b)K_p}{K \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{a_{\text{выд}}}{g\mu} \right)} \quad (21)$$

3. Поворот руки робота в горизонтальной плоскости (рисунок 27, стрелка 3). В этом случае сила отрыва $R_z = G$, а сила сдвига R_x является равнодействующей силы инерции $F_{\text{и.к}} = \frac{G}{g} \varepsilon r$ и

центробежной силы $F_{\text{и.ц}} = \frac{G}{g} \omega^2 r$

$$R_x = \sqrt{F_{\text{и.к}}^2 + F_{\text{и.ц}}^2} = \frac{G}{g} r \sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4} \quad (22)$$

Здесь r — расстояние от оси вращения до центра заготовки; ε — угловое ускорение; ω — угловая скорость вращения руки робота. Допустимый вес заготовки

$$G = \frac{5(p_a - p_b)K_p}{K \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{r}{g\mu} \sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4} \right)} \quad (23)$$

4. При совместном движении руки робота в трех направлениях, указанных на рисунке 26, отрывающая сила

$$R_z = G + \frac{G}{g} a_n = G \left(1 + \frac{a_n}{g} \right)$$

а сдвигающая сила

$$R_x = \frac{G}{g} \sqrt{(a_{\text{сдв}} + \omega^2 r)^2 + (\varepsilon r)^2} \quad (24)$$

Тогда, подставив значения Rz и R_x в уравнение (18), найдем допустимый для перемещения вес заготовки:

$$G = \frac{5(p_a - p_b)K_p}{K \left[\frac{1}{\varepsilon} \left(1 + \frac{a_n}{g} \right) + \frac{1}{g\mu} \sqrt{(a_{\text{сдв}} + \omega^2 r)^2 + (\varepsilon r)^2} \right]} \quad (25)$$

Получим формулы для проверки условий удержания детали вакуумными ЗУ при их перемещении под углом к горизонту. По-прежнему толщину детали h считаем настолько малой, что моментом силы R_x можно пренебречь.

1. Направления силы инерции ta , вызванной движением с ускорением a , и силы тяжести детали mg не совпадают ни с одной из координатных осей (рисунок 28, a). Смещение центра тяжести

детали относительно оси ЗУ $e = 0$. В этом случае сила отрыва детали от ЗУ

$$R_z = m(g \cos \theta_0 - a \cos \theta) \quad (26)$$

а составляющие сдвигающих сил вдоль осей X и Y соответственно

$$R_x = m(g \sin \varphi_0 \sin \theta_0 + a \sin \varphi \sin \theta) \quad (27)$$

$$R_y = m(g \cos \varphi_0 \sin \theta_0 + a \cos \varphi \sin \theta) \quad (28)$$

Равнодействующая сдвигающих сил

$$R_c = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = m\sqrt{g^2 \sin^2 \theta_0 + a^2 \sin^2 \theta + 2ag \sin \theta_0 \sin \theta \cos(\varphi - \varphi_0)} \quad (29)$$

Момент M равен нулю.

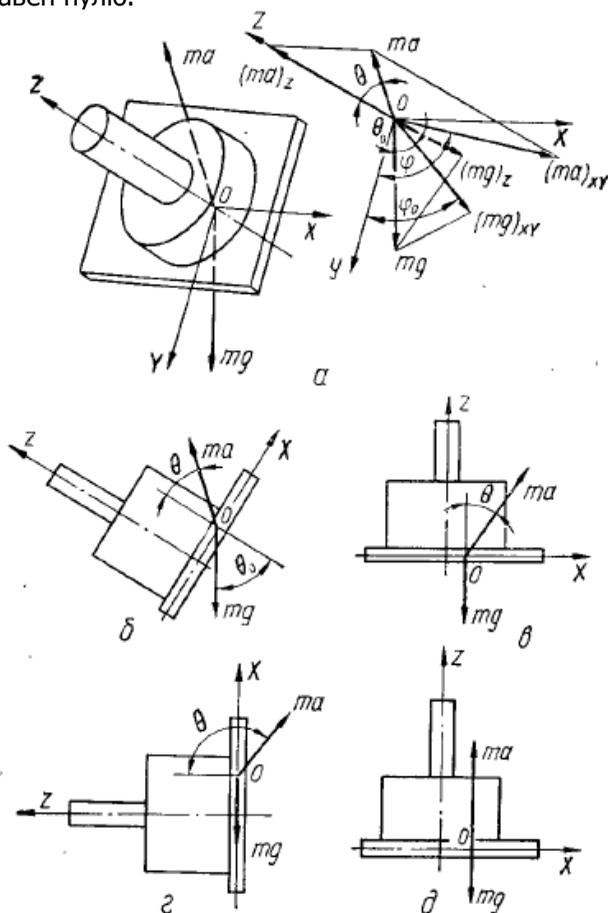


Рисунок 29. К определению возможности удержания детали вакуумными и магнитными ЗУ

Условия надежной работы вакуумного ЗУ можно получить,

подставив в формулы (5) и (12) вместо R_x значения $R_{\text{ж}}$ и R_c :

$$\frac{\mu}{k_x} \left[\frac{P}{m} - (g \cos \theta_0 - a \cos \theta) \right] \geq \frac{\sqrt{g^2 \sin^2 \theta_0 + a^2 \sin^2 \theta + 2ag \sin \theta_0 \sin \theta \cos(\varphi - \varphi_0)}}{m k_x} \quad (30)$$

$$\frac{P \varepsilon}{m k_x} \geq g \cos \theta_0 - a \cos \theta \quad (31)$$

Здесь θ — угол между вектором силы инерции и осью Z , совпадающей с осью схвата; φ — угол между проекцией силы инерции на плоскость XOY и осью Y ; θ_0 — угол между вектором силы тяжести и осью Z ; φ_0 — угол между проекцией силы тяжести на плоскость XOY и осью Y ; μ — коэффициент трения между поверхностью изделия и схватом (таблица 10).

В дальнейшем будем рассматривать случаи, когда сила инерции и сила тяжести детали лежат в плоскости XOZ , а ее центр тяжести смещен относительно оси Z схвата на величину e .

Таблица 10. Значения коэффициентов трения

Материал поверхности		Коэффициент трения
Груз	Уплотнения	
Бетон	Губчатая резина	0,6.... 0,8
	Вулканизированная мягкая резина	0,5.... 0,7
Сталь	Мягкая резина	0,3.... 0,5
	Губчатая резина	0,3.... 0,5
Сталь с поверхностной ржавчиной и окалиной	То же	0,5.... 0,7
Мрамор полированный и гранит	Мягкая резина	0,3.... 0,5
Полимерные материалы (стеклопластик и др.)	То же	0,3.... 0,5
	Губчатая резина	0,4.... 0,6
Стекло, полированный мрамор	То же	0,3.... 0,4

2. Если сила инерции и сила тяжести направлены под некоторыми углами к оси Z (рисунок 29,6), то условие удержания детали схватом можно получить, подставив в формулы (5) и (12) значения сил R_z и R_c , полученные из выражений (26) и (29), в которых нужно положить

$$\varphi = \varphi_0 = 90^\circ :$$

Проектирование роботов и РТС

$$\frac{\mu}{K_x} \left[\frac{P}{m} - (g \cos \theta_0 - a \cos \theta) \right] \geq g \sin \theta_0 + a \sin \theta \quad (32)$$

$$\frac{P \varepsilon}{m K_x K_1} \geq g \cos \theta_0 - a \cos \theta \quad (33)$$

Здесь $K_1 = 1 + \frac{2 \varepsilon K_M}{r_{ср} K_x}$ - коэффициент, учитывающий снижение грузоподъемности ЗУ в связи со смещением центра тяжести детали на расстояние ε от оси Z схвата.

3. Для случая, приведенного на рисунке 29,в (сила инерции направлена под некоторым углом к оси Z , а сила тяжести параллельна этой оси), в условиях (32) и (33) нужно принять $\theta_0 = 0$:

$$\frac{\mu}{K_x} \left[\frac{P}{m} - (g - a \cos \theta) \right] \geq a \sin \theta \quad (34)$$

$$\frac{P \varepsilon}{m K_x K_1} \geq g - a \cos \theta \quad (35)$$

4. На рисунке 29,г показан случай, когда сила тяжести составляет с осью Z прямой угол, а сила инерции — тупой. Необходимое условие удержания детали вакуумным ЗУ получим, приняв в выражениях (32), (33) $\theta_0 = 90^\circ$:

$$\frac{\mu}{K_x} \left[\frac{P}{m} + a \cos \theta \right] \geq g + a \sin \theta \quad (36)$$

$$\frac{P \varepsilon}{m K_x K_1} \geq -a \cos \theta \quad (37)$$

5. Если сила инерции и сила тяжести параллельны оси Z (рисунок 29,д), то возможен только отрыв детали от ЗУ.

В этом случае $R_c = 0$ и для получения условия надежной работы ЗУ в выражении (33) нужно принять $\theta_0 = \theta = \theta$:

$$\frac{P \varepsilon}{m K_x K_1} \geq g - a \quad (38)$$

Пример. Определить диаметр внутренней полости вакуумной камеры ЗУ с уплотнителем из губчатой резины ТУ109-РТИ шириной $b = 10$ мм, необходимый для перемещения стальной заготовки диаметром $d_3 = 200$ мм и толщиной $h = 30$ мм при движении руки робота с ускорением $a_{\text{выд}}^{\text{max}} = 4$ м/с² и горизонтальном расположении плоскости среза присоски. Задачу решить для случаев, когда центр тяжести заготовки совпадает с осью схвата и когда центр тяжести заготовки смещен относительно центра схвата на величину $\varepsilon = 50$ мм. Принять коэффициент запаса по силе сдвига $K_x = 2$, а по силе отрыва и моменту $K_z = K_M = 3$.

Определим вес заготовки:

Проектирование роботов и РТС

$$G = \frac{\pi d_z^2}{4} h \gamma = \frac{3,14 \cdot 20^2}{4} \cdot 3 \cdot 7,8 \cdot 10^{-2} = 73,4 \text{ Н}$$

Рассмотрим случай, когда $e = 0$. Отрывающая сила $R_z = G = 73,4$ Н. Сдвигающая сила $R_x = \frac{G}{g} a_{\text{выд}} = \frac{73,4}{9,81} \cdot 4 = 29,9$ Н. Момент $M = \frac{R_x h}{2} = \frac{29,9 \cdot 3}{2} = 44,9$ Н*см.

Определим необходимую силу притяжения P вакуумного схвата. Из условия отсутствия сдвига заготовки вдоль плоскости среза присоски по формуле (5):

$$P = R_z + \frac{R_x}{\mu} K_x = 73,4 + \frac{29,9}{0,4} \cdot 2 = 222,9 \text{ Н}$$

Коэффициент трения для стали по губчатой резине $\mu = 0,4$ (см. табл. 11).

Из формулы (1) определим средний диаметр $d_{\text{ср}}$ уплотнителя вакуумной камеры ЗУ:

$$P = SK_p(p_a - p_b) = \frac{\pi(d_{\text{ср}} - b)^2}{4} K_0(p_a - p_b) \quad (39)$$

Откуда

$$d_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{4P}{\pi K_p(p_a - p_b)}} + b = \sqrt{\frac{4 \cdot 222,9}{3,14 \cdot 0,85 \cdot 9}} + 1 = 7,1 \text{ см}$$

Здесь предельное разрежение в вакуумной камере принято $(p_a - p_b) = 9$ Н/см², $K_p = 0,85$. Тогда средний диаметр $d_{\text{ср}}$ уплотнителя из условия отсутствия сдвига $d_{\text{ср}} = 7,1$ см.

При определении среднего диаметра $d_{\text{ср}}$ из условия отсутствия разгерметизации вакуумного ЗУ необходимо решить уравнение (17), которое можно переписать в виде:

$$\frac{\pi}{4} (d_{\text{ср}} - b)^2 K_p (p_a - p_b) - \pi b q_0 d_{\text{ср}} - R_z K_z - \frac{4M}{d_{\text{ср}}} K_M = 0 \quad (40)$$

Из таблицы 10 для заданного материала уплотнителя и материала заготовки выбираем $q_0 = 1 \cdot 10^5$ Па = 10 Н/см². Подставив все численные значения величин, входящих в уравнение (40), получим

$$6d_{\text{ср}}^3 - 43,4d_{\text{ср}}^2 - 214,2d_{\text{ср}} - 538,8 = 0$$

Это уравнение приведем к виду $y^3 + \mu y^2 + \nu y + f = 0$, разделив коэффициенты уравнения на коэффициент при $d_{\text{ср}}^3$. Приведенное уравнение

$$d_{\text{ср}}^3 - 7,23d_{\text{ср}}^2 - 35,7d_{\text{ср}} - 89,8 = 0$$

Решаем с помощью замены переменной

$$d_{\text{ср}} = t + p$$

Проектирование роботов и РТС

$$\text{где } p = -\frac{m}{3} = \frac{7,23}{3} = 2,41$$

Тогда после преобразований уравнение примет вид $t^3 - 53,13t - 203,84 = 0$

Корни этого уравнения определим по формуле Кардано. Для этого найдем значение

$$Q = \left(\frac{m_1}{3}\right)^3 + \left(\frac{n_1}{2}\right)^2 = \left(\frac{53,13}{3}\right)^3 + \left(\frac{203,84}{2}\right)^2 = 4833.$$

Поскольку $Q > 0$, то кубическое уравнение имеет один действительный и два комплексных сопряженных корня. Решению нашей задачи удовлетворяет только действительный корень, который найдем по формуле:

$$t = A + B,$$

где

$$A = \sqrt[3]{-\frac{n_1}{2} + \sqrt{Q}},$$

$$B = \sqrt[3]{-\frac{n_1}{2} - \sqrt{Q}},$$

причем должно выполняться условие $AB = -\frac{m_1}{3}$

Определим коэффициенты A и B

$$A = \sqrt[3]{\frac{203,84}{2} + \sqrt{4833}} = 5,55,$$

$$B = \sqrt[3]{\frac{203,84}{2} - \sqrt{4833}} = 3,19.$$

Проверим выполнение условия: $AB = 5,55 * 3,19 = 17,7; -\frac{m_1}{3} = -\frac{53,13}{3} = 17,71.$

Условие выполняется. Тогда $t = A + B = 5,55 + 3,19 = 8,74.$

Средний диаметр уплотнителя из условия отсутствия разгерметизации

$$d_{\text{ср}} = t + p = 8,74 + 2,41 = 11,2 \text{ см.}$$

Из двух полученных значений среднего диаметра принимаем большее, т. е. $d_{\text{ср}} = 11,2$ см. Диаметр внутренней полости вакуумной камеры ЗУ

$$d = d_{\text{ср}} - b = 11,2 - 1 = 10,2 \text{ см.}$$

Когда центр тяжести заготовки сместится относительно центра схвата на $e = 50$ мм, изменится значение момента M , которое определится по формуле (2):

$$M = R_{\Sigma} \cdot e + \frac{R_{\Sigma} \cdot h}{2} = 73,4 \cdot 5 + \frac{29,9 \cdot 3}{2} = 411,9 \text{ Н} \cdot \text{см}$$

Изменится и средний диаметр $d_{\text{ср}}$ уплотнителя. Для его определения нужно решить кубическое уравнение (40), подставив

в него значение момента $M = 411,9 \text{ Н*см}$:

$$6d_{cp}^3 - 43,4d_{cp}^2 - 214,2d_{cp} - 4942,8 = 0.$$

Определив корни кубического уравнения, как было описано выше, получим $d_{cp} = 13,8 \text{ см}$. Диаметр внутренней полости присоски в случае эксцентриситета $e = 50 \text{ мм}$

$$d = 13,8 - 1 = 12,8 \text{ см}.$$

Таким образом, при смещении центра тяжести заготовки на величину $e = 50 \text{ мм}$ диаметр внутренней полости должен быть увеличен в 1,25 раза.

Расчет безнасосных вакуумных ЗУ с переменным объемом вакуумной камеры, заключающийся в определении их параметров (диаметра цилиндра d , хода поршня в вакуум-образующем цилиндре до установления необходимого разрежения воздуха $p_a - p_b$, полного хода поршня L , необходимого для удержания груза в течение заданного времени t) и прочности отдельных элементов, а также расчет параметров вакуумных систем приведены в справочнике.

13. ВАКУУМНЫЕ ЗАХВАТНЫЕ УСТРОЙСТВА.

Основой работы таких устройств служит явление вакуумного эффекта, сущность которого заключается в образовании пониженного давления на определенном участке изделия. Основная деталь - вакуумная полость или присоска, которая при наложении на изделие образует между его поверхностью и своими стенками замкнутое пространство - камеру. При создании разрежения в этой камере на площади, ограниченной стенками присоски, можно получить положительную разницу давлений, произведение которой на площадь действия создает силу, способную удерживать изделие на захвате.

Удерживающее усилие, развиваемое вакуумным захватом, рассчитывается по формуле

$$F_{уд} = S K_y (p_a K_a - p_b) K_n$$

где S - геометрическая проекция присоски, ограниченная внутренним контуром, м^2 ; K_y - коэффициент уменьшения площади присоски вследствие ее деформации. На практике для присосок из пористых (губчатых) резин при площади, равной $0,2 - 0,4 \text{ м}^2$ можно принять $K_y = 0,95 - 1,0$; p_a и p_b - соответственно атмосферное и остаточное давление внутри камеры, Па; K_a - коэффициент, учитывающий изменение атмосферного давления по сравнению с нормальным $p_a \approx 100 \text{ кПа}$.

Для практических расчетов достаточно учитывать мини-

мальное атмосферное давление. Для средней полосы европейской части России его принимают равным 93 кПа (700 мм рт.ст.). В этом случае можно принимать $K_{\text{а}} \approx 0,9$; $K_{\text{н}}$ коэффициент увеличения силы вакуумного притяжения в результате тока воздуха, просачивающегося в щель стыка присоски с поверхностью детали (принимают равным 1,1 - 1,05). При этом большее значение относится к присоскам с относительно малой рабочей площадью (0,05 - 0,1 м²), а меньшее - к присоскам с рабочей площадью более 0,1 м².

Если вакуумное захватное устройство рассчитано не для захватывания и переноса конкретных деталей в конкретных условиях, то значения вышеперечисленных коэффициентов принимают для наихудших условий работы, и их можно заменить общим коэффициентом фактической силы вакуумного притяжения $K_{\text{р}} = 0,8 - 0,85$. В этом случае для предварительных расчетов можно принимать $(p_{\text{а}} - p_{\text{в}}) = 0,03 \dots 0,035$ Мпа.

В процессе захвата, подъема и перемещения детали грузоподъемность вакуумного схвата не постоянна и зависит от соотношения сил, удерживающих деталь, стремящихся оторвать и сдвинуть ее. Максимальное значение результирующей внешних нагрузок является одним из исходных данных для определения условий равновесия детали в захвате. Равнодействующую от внешних нагрузок $F_{\text{о}}$ можно разложить на касательную T и нормальную N составляющие:

$$T = G_x + F_{\text{и}x} + F_{\text{с}x}, \quad N = G_y + F_{\text{и}y} + F_{\text{с}y}$$

где G , $F_{\text{и}}$, $F_{\text{с}}$ - проекции, соответственно сил веса детали, инерции и сопротивления внешней среды на оси координат X и Y .

Имеются два наиболее типичных случая транспортирования деталей, когда направления сил веса, инерции и сопротивления внешней среды совпадают с осями координат (рисунок 29, а, б):

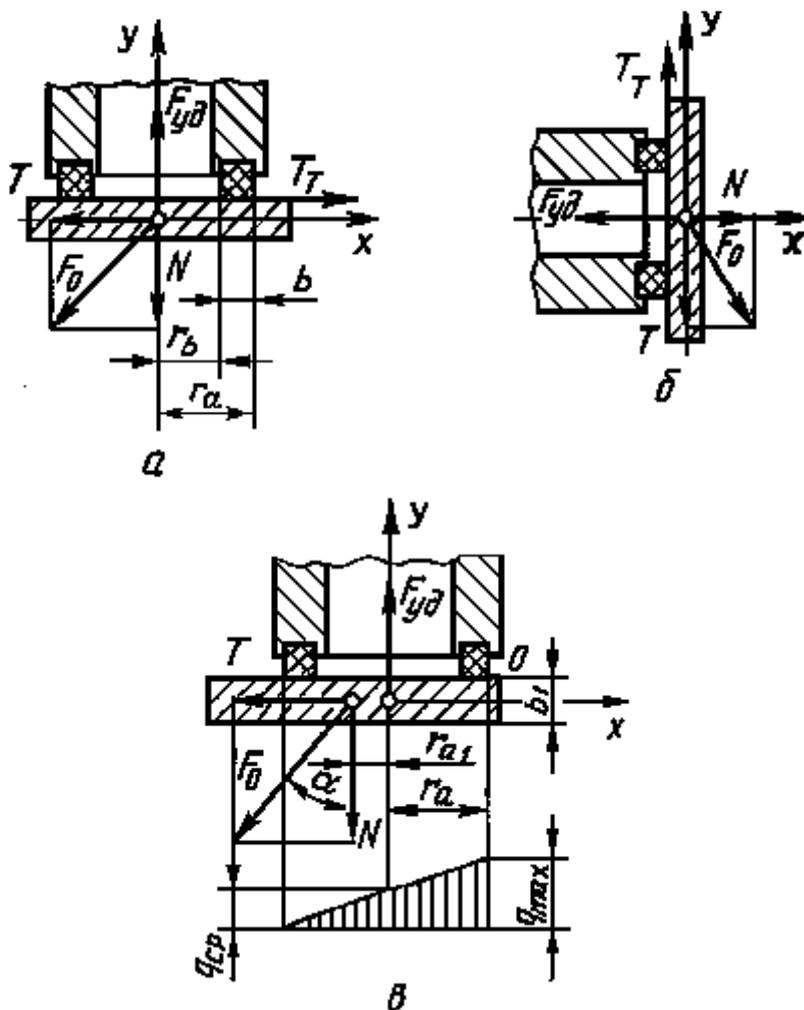


Рисунок 30. Силы, действующие на деталь при ее транспортировании.

1. Захват детали "сверху" (рисунок 30,а):
 - а) перемещение в вертикальном направлении:
 $T = 0, N = F_{и} + G + F_c;$
 - б) перемещение в горизонтальном направлении:
 $T = F_{и} + F_c, N = G;$
2. Захват детали "сбоку" (рисунок 30,б):
 - а) перемещение в вертикальном направлении:
 $T = G + F_{и} + F_c, N = 0;$

В ряде случаев, например, при транспортировании деталей несимметричной формы, ось симметрии захватного устройства может не проходить через центр тяжести детали (см. рисунок 30,в).

Увеличение результирующей внешних нагрузок F_o при внецентренном захвате детали может быть определено по формуле:

$$\varepsilon = 1 + 2(Nr_{a_1} / r_a + Tb_1 / r_a) / (N + T / f);$$

где: ε - коэффициент увеличения внешних нагрузок F_o ; r_{a1} , r_a , b_1 - геометрические размеры (см. рисунок 30, в), f - коэффициент трения.

Часто необходимо рассчитать предельное значение силы N отрыва груза от захватного устройства. Эта сила зависит не только от активной площади присоски и разрежения воздуха в ней, но и от удельного давления присоски, обеспечивающего необходимую герметичность стыка детали со схватом. Между этими параметрами существует зависимость

$$N/F_{yd} = (F_{yd} - S_k q) / (S p_o) = \xi,$$

где F_{yd} - сила притяжения детали, создаваемая схватом; q - минимально необходимое удельное давление на площади S_k контакта присоски с деталью; S - площадь присоски; p_o - разрежение воздуха в схвате; ξ - коэффициент снижения грузоподъемности схвата. Для круглых камер

$$\xi = 1 - 4 \left(\frac{B}{D} - \frac{B^2}{D^2} \right) \frac{q}{p_o},$$

где: B - ширина уплотнительного борта; D - диаметр присоски.

При небольшой активной площади присоски и грубой поверхности груза коэффициент ξ может приближаться к нулю, и захват становится неработоспособным. Зависимость q и ξ от диаметра присосок показывает преимущества тех, которые имеют большую площадь. Значения удельных давлений q зависят от качества поверхности груза, размеров и материала уплотнений и могут быть установлены экспериментально. Например, для изделий с гладкой поверхностью (стекло, пластик) $q = 30 - 90$ кПа, а с грубой поверхностью (бетон, прокат с окалиной) $q = 300$ кПа и более. При работе вакуумных захватных устройств в типичных условиях $\xi = 0,6 - 0,9$.

Для надежной работы вакуумного захвата необходимы следующие условия:

$$F_{уд} = NK_{\Gamma}/\xi, \text{ или } F_{уд} = N + TK_{\Gamma}/f,$$

где K_{Γ} , K_T - соответственно коэффициенты запаса по силам отрыва и сдвига детали.

Для вакуумного схвата, не связанного с особыми условиями работы, с некоторым допущением в сторону увеличения силы можно принять

$$F_{уд} = (N/\xi + T/f) K,$$

где $K_T = K_{\Gamma} = K = 2$.

При совмещении трех движений (подъема руки робота, поворота руки в горизонтальной плоскости и выдвигении руки) для расчета допустимой массы перемещаемого груза можно воспользоваться зависимостью

где d - диаметр входного отверстия присоски у среза; K -

$$m \leq \frac{n\pi d^2 (p_a - p_b)}{4K \left[1 + \frac{a_n}{g} + \frac{1}{\mu g} \sqrt{(\varepsilon r)^2 + (a_{\text{выд}} + r\omega^2)^2} \right]},$$

коэффициент надежности удержания ($K = 1,5 - 2$); a_n - ускорение подъема заготовки; g - ускорение свободного падения; r - расстояние от оси вращения руки до центра заготовки; ε - угловое ускорение руки робота; ω - угловая скорость руки; $a_{\text{выд}}$ - ускорение при выдвигении руки; μ - коэффициент трения.

Площадь присосок и разрежение в них определяют из уравнений:

$$S = \frac{(N / \varepsilon + T / f) K}{(p_a - p_b) n} \frac{K}{K_p},$$

где p_a - атмосферное давление; p_b - давление разрежения; n - число присосок в захватном устройстве.

Время срабатывания вакуумного захвата определяется зависимостью:

$$t \approx 2,3(V_0 / S_0) \lg \frac{p_a}{p_b},$$

где V_0 - суммарный объем вакуумной системы, m^3 ; S_0 -

быстрота откачки воздуха из камеры.

При соединении вакуумного захвата с вакуумным ресивером посредством открытия клапана $V_0 = V_T + V_K + V_{\Pi}$, где V_T - объем трубопровода между захватом и ресивером; V_K - объем захвата с учетом деформации уплотнения, V_{Π} - объем присосок.

Эжекторы конструктивно проще насосов и широко применяются в конструкциях схватов небольшой грузоподъемности. Их выполняют, как правило, одноступенчатыми и размещают непосредственно на кронштейне схвата, соединяя через канал подсоса воздуха с одной или несколькими камерами присосок схвата. Общая конструкция схвата с эжектором показана на рисунке 31.

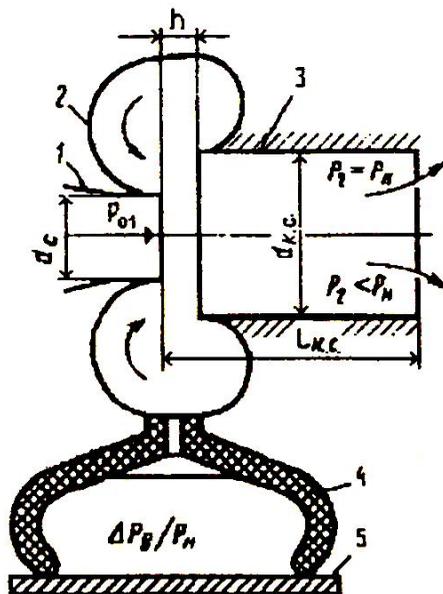


Рисунок 31. Принципиальная схема пневматического эжектора: 1 – сопло эжектирующего газа; 2 – сопло эжектируемого газа; 3 – камера смешения; 4 – присоска; 5 – деталь.

Вопросы проектирования оптимальных конструкций эжекторов для вакуумных схватов сложны, так как необходимо учитывать множество эксплуатационных, технологических и конструктивных параметров с использованием законов газодинамики. Конструктивная схема эжектора вакуумного схвата с основными размерами показана на рисунке 32.

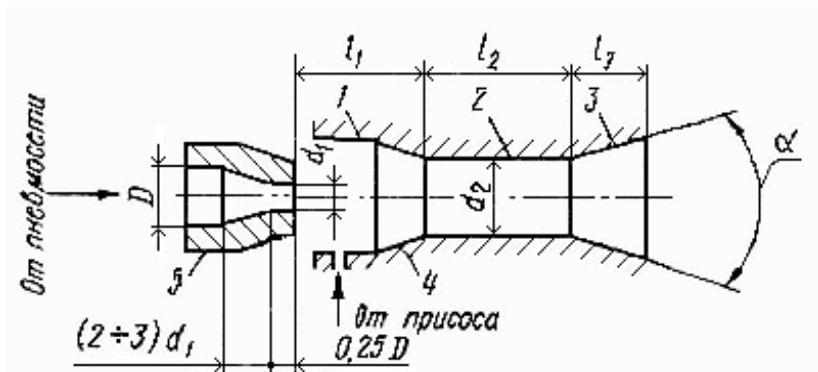


Рисунок 32. Схема эжектора вакуумного схвата:

1 - камера всасывания; 2 - смесительный участок; 3 - диффузор; 4 - коллектор; 5 - сопло.

В целях подналадки эжектора сопло может быть регулируемым, выполненным в виде игольчатого дросселя. Кроме того, целесообразно устанавливать сопло с возможностью осевого перемещения с последующей фиксацией его положения. Чем больше диаметр смесительного участка и путь струи до соприкосновения со стенками, тем больший объем воздуха подсасывается. С целью уменьшения соприкосновения образующая внутренней поверхности коллектора может быть выполнена со сложной кривой. Диффузор эжектора предназначен для преобразования динамического напора в статическое давление. Для манипуляторов грузоподъемностью 0,3 - 1 кг размеры эжектора: $d_1 = 2 - 4$ мм; $d_2 = 10 - 18$ мм; $D = 6 - 8$ мм; $l_1 = 20 - 50$ мм; $l_2 = 20 - 60$ мм; $l_3 = 10 - 20$ мм и угол конуса диффузора $\alpha = 6 - 10$.

Последовательность расчета вакуумных захватных устройств:

- 1) Определение равнодействующих внешних сил;
- 2) Расчет требуемого удерживающего усилия;
- 3) Определение требуемого давления в присоске;
- 4) Определение допустимой массы объекта манипулирования;
- 5) Определение конструктивных параметров эжектора (при необходимости);
- 6) Определение быстродействия вакуумного захватного устройства.

14. МАГНИТНЫЕ ЗАХВАТНЫЕ УСТРОЙСТВА

Магнитные захватные устройства обеспечивают большие усилия притяжения на единицу площади, позволяют работать с заготовками, имеющими отверстия, а также при невозможности применения вакуумных захватов. Они просты по конструкции, надежны в эксплуатации, позволяют регулировать удерживающую силу. К недостаткам относятся: возможность работы только с объектами из магнитных материалов, значительная масса и вероятность остаточного магнетизма у деталей, что бывает недопустимо.

По способу удержания заготовки магнитные захваты делятся на захваты с постоянными магнитами и принудительным снятием заготовок, с управляемой магнитной системой, электромагнитные. Захваты с управляемой магнитной системой работают по принципу широко распространенной магнитной оснастки: магнитных плит, измерительных стоек. В связи со сложностью управления захваты с постоянными и управляемыми магнитами не нашли широкого распространения в промышленности.

Наиболее простыми по конструкции, технологии изготовления и системе управления являются электромагнитные захватные устройства. Особенно широко такие устройства применяются в листоштамповочном производстве для манипулирования заготовками плоской формы.

К недостаткам таких устройств следует отнести жесткие требования к стабильности энергоснабжения, так как даже кратковременное обесточивание катушки электромагнита связано с выпаданием заготовки. Кроме того, для них характерно наличие остаточного магнетизма, нагрев электромагнитной катушки при длительном включении. Для устранения остаточного магнетизма, вызывающего “залипание” деталей при отключении электромагнита, необходимо в процессе его изготовления произвести отжиг сердечника с нагревом $600 - 700^{\circ} \text{C}$ и последующим охлаждением вместе с электропечью, в которой производят нагрев.

Электромагнитные захватные устройства (ЭМЗУ) могут различаться по типу исполнения электромагнитной катушки, типу магнитопровода, типу источника питания, количеству обмоток электромагнита, типу системы управления. Наибольшее распространение в робототехнике получили захватные устройства двух типов: со стержневым электромагнитом, и с кольцевым электромагнитом.

Исходными данными для расчета ЭМЗУ являются:

- 1) параметры захватываемой заготовки - геометрические размеры, марка материала, масса;
- 2) паспортные данные промышленного робота -угловые и линейные скорости перемещения звеньев, типы приводных систем, траектории манипулирования;
- 3) циклограмма работы ЭМЗУ - время включенного и выключенного состояния;
- 4) напряжение питания катушки ЭМЗУ.

Для расчета необходимого усилия притяжения рассмотрим силы, действующие на листовую заготовку, захваченную электромагнитным захватным устройством при ее транспортировании рукой промышленного робота или манипулятора (рисунок 33).

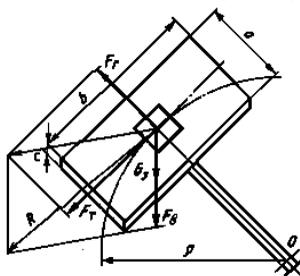


Рисунок 33. Схема сил, действующих на заготовку

Основными перемещениями руки робота, работающего в цилиндрической системе координат, являются горизонтальное, вертикальное и поворотное движения. При движении по вертикали на заготовку действуют следующие силы: сила тяжести заготовки G_3 и инерционные силы F_r , F_B , F_T , стремящиеся сместить или оторвать заготовку от полюсов схвата в момент осуществления торможения руки робота по соответствующему перемещению. В общем случае при совмещении всех трех движений руки робота равнодействующая сила R трех сил F_r, F_T , и $(G + F_B)$ будет той исходной силой, которая определяет усилие притяжения схвата. Значения составляющих силы R :

$$F_r = ma_r; F_T = I_z \varepsilon / \rho; F_B = \rho / ma_B; G_3 = mg,$$

где: m - масса заготовки; a_r - ускорение горизонтального перемещения руки и робота в момент торможения; a_B - ускорение вертикального перемещения руки робота в момент торможения; I_z - момент инерции заготовки относительно оси вращения; ε - угловое ускорение в момент торможения при повороте руки робота; ρ - радиус вращения центра тяжести заготовки; g - ускорение свободного падения.

Момент инерции I_z заготовки определяется по формуле

$$I_Z = I_{CZ} + m\rho^2,$$

где I_{CZ} - момент инерции относительно центральной оси заготовки, который для прямоугольной заготовки (пластины) составляет:

$$I_{CZ} = (m/12)(a^2 + b^2),$$

где a - ширина заготовки; b - ее длина.

Рассчитав значения сил, действующих на заготовку при ее транспортировании, в качестве исходной для определения необходимого усилия притяжения захвата принимают наибольшую из них при последовательных перемещениях звеньев или геометрическую сумму сил при совместном движении звеньев. Схват должен развивать усилие притяжения на его полюсах в месте контакта их с заготовкой, превосходящее силу трения, препятствующую смещению заготовки под действием сил F_r , F_T , а также уравновешивающую силу $F_3 = G_3 + F_B$, стремящуюся оторвать заготовку от полюсов.

Усилие притяжения заготовки

$$F_1 = F_r / f_{TP}; F_2 = F_T / f_{TP}; F_3 = G_3 + F_B,$$

где f_{TP} - коэффициент трения, который в расчетах можно принять равным 0,1.

Расчет параметров захвата с электромагнитом стержневого типа

При расчете электромагнитных захватывающих устройств исходными данными являются: продолжительность включения, тип (форма) сердечника, тип электромагнитной катушки. В соответствии с циклом работы робота определяют относительную продолжительность включения захватного устройства:

$$ПВ = \frac{t_B}{t_{\text{ц}} 100\%},$$

где: t_B - время включенного состояния, $t_{\text{ц}} = t_B + t_{\text{п}}$ - время цикла работы захватного устройства, $t_{\text{п}}$ - время пауз. Обычно для повторно-кратковременного режима работы $ПВ = 50\%$. Далее определяется коэффициент перегрузки по току

$$\rho_{\delta} = \sqrt{\frac{100}{ПВ}}.$$

Затем необходимо выбрать тип исполнения электромагнита захватного устройства: стержневого (рисунок 33, а) или коль-

цевого типа (рисунок 34).

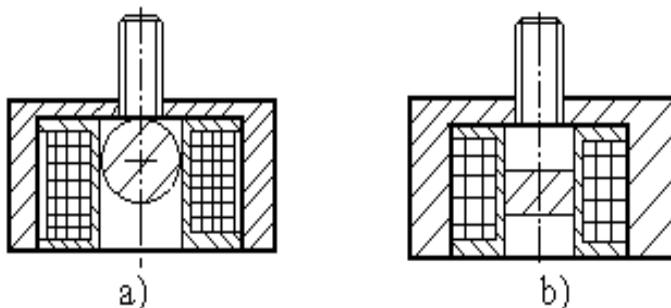


Рисунок 34. Типы стержневых электромагнитов:
а) с круглым сердечником; б) с прямоугольным сердечником

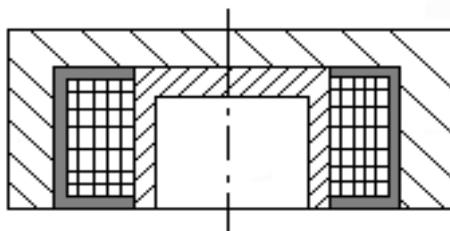


Рисунок 35. Электромагнит с кольцевым сердечником

При дальнейшем расчете необходимо для всех типов исполнения электромагнитов выбрать материал сердечника и полюсов и оценить значение магнитной индукции для создания необходимой силы притяжения. В соответствии с теоремой Остроградского-Гаусса, описывающей магнитные процессы в неоднородной магнитной системе, принимаем: $B_d = B_c$ где B_d B_c - соответственно магнитная индукция материала детали и материала сердечника.

Так как $B_d = (0,5 - 0,7) * B_{нас.д.}$, где $B_{нас.д.}$ - магнитная индукция насыщения материала детали, то $B_c = (0,5 - 0,7) * B_{нас.д} = (0,5 - 0,7) B_{нас.с}$ где $B_{нас.с}$ - магнитная индукция насыщения материала сердечника. Следовательно, $B_{нас.с}$ ориентировочно равна $B_{нас.д}$. Исходя из этого равенства по таблицам подбирают материал сердечника.

Таблица 11. Экспериментальные значения магнитной индукции, Тл, распространенных ферромагнитных материалов

Напряженность магнитного поля H, А/м	Магнитная индукция насыщения В, Тл, для разных марок сталей								
	10	20	30	40	45	20Х	40Х	У7А	У8
50000	2,1	2,1 6	2,1	2,0 8	1,9 8	2,1 1	2,0 1	1,9 8	1,97

Таблица 12. Значения магнитной индукции насыщения, Тл, наиболее распространенных магнитомягких материалов, из которых изготавливаются сердечники электромагнитов.

Напряженность магнитного поля, H, А/м	Магнитная индукция насыщения В, Тл		
	Сталь типа Армко	Электротехническая сталь	Сталь марки Ст 20
20000	2,16	-	-
50000	-	2,2	2,2

Расчет площади поперечного сечения полюсов проводится для всех типов исполнения электромагнитов одинаково:

$$S_{\text{ПОЛ}} = \frac{P_{\text{ПР}}}{0,406B^2}$$

Полученное значение округляется до десятых долей миллиметра.

Диаметр сердечника электромагнита стержневого типа определяется по формуле:

$$d_c = 5 \sqrt{\frac{P_{\text{ПР}} \delta_0^2 518 \rho}{2 \rho_T \varepsilon_0^2 h N (2,2 + \alpha)}}$$

где $P_{\text{пр}}$ - требуемое усилие притяжения; δ_0 - зазор между деталью и схватом ($\delta_0 = 0,1 - 0,2$ мм); ε_0 - коэффициент, учитывающий выпучивание потока (1,1 - 1,6); ρ - удельное сопротивление медного провода; h - коэффициент теплоотдачи, $h = 0,0018 - 0,0029$ Вт/см²град; T - допустимая температура перегрева катушки, $T = 70^\circ\text{C}$; α - коэффициент, учитывающий влияние способа намотки катушки на ее теплоотдачу (таблица 13). Полученное значение диаметра округляют до стандартного.

Таблица 13. Коэффициент влияния способа намотки катушки на ее теплоотдачу

Способ намотки провода катушки	α
Намотанная на трубу	1,7
Намотанная на каркас	2,7

Бескаркасная

0,9

В случае, если выбран электромагнит с поперечным сечением сердечника в виде прямоугольника, то рассчитываются размеры сторон поперечного сечения.

Рассчитывают площадь поперечного сечения провода:
Для электромагнитов с цилиндрическим сердечником

$$S_{\text{пр}} = 2,583 \rho \rho_m d_c^2 \sqrt{\frac{d_c h T (2,2 + \alpha)}{472 \rho}}$$

Для электромагнитов с поперечным сечением сердечника в виде прямоугольника

$$S_{\text{пр}} = 2,583 \rho \rho_m a_c^2 b_c^2 \sqrt{\frac{(2,2 + \alpha) a_c b_c h T}{472 \rho}}$$

Для электромагнитов с кольцевым (тороидальным) сердечником;

$$S_{\text{пр}} = 2,583 \rho \rho_m (2 \sqrt{\frac{S_{\text{пол}}}{\pi}})^2 \sqrt{\frac{2 (2,2 + \alpha) h T \sqrt{\frac{S_{\text{пол}}}{\pi}}}{472 \rho}}$$

Далее полученное значение $S_{\text{пр}}$ округляется до стандартного по таблице 14, после чего выбирается тип обмоточного провода.

Диаметр провода определяется из

выражения $d_{\text{пр}} = 2 \sqrt{\frac{S_{\text{пр}}}{\pi}}$. По расчетному сечению или

диаметру выбирают провод с изоляцией и его марку. Отдельные марки проводов и их характеристики приведены в таблице 14.

Таблица 14. Характеристики обмоточных проводов

Диаметр провода, мм	Сечение оголенно-гопровода, $S_{\text{пр}}, \text{мм}^2$.	ПЭЛ	ПЭВ1 ПЭВЛ1	ПЭВ2 ПЭЛП2	ПЭЛУ	ПЭТК	ПЭЛМ	ПБД
0,1	0,00785	0,12	0,125	0,13	0,135	0,14	0,175	-

0,15	0,0176	0,17	0,18	0,19	0,195	0,19	0,225	-
0,20	0,034	0,225	0,23	0,24	0,24	0,24	0,29	0,39
0,25	0,044	0,275	0,29	0,3	0,29	0,3	0,34	0,35
0,35	0,0962	0,39	0,39	0,41	0,41	0,41	0,455	0,57
0,41	0,132	0,45	0,45	0,47	0,47	0,47	0,52	0,63
0,51	0,204	0,56	0,56	0,58	0,58	0,58	0,625	0,73
0,55	0,237	0,6	0,6	0,62	0,62	-	0,665	0,77
0,59	0,273	0,64	0,64	0,66	0,66	-	0,705	0,81
0,8	0,503	0,86	0,86	0,89	0,89	-	0,925	1,02
0,9	0,636	0,96	0,96	0,99	0,99	-	1,035	1,12

Далее определяют число витков катушки:

- для электромагнитов с цилиндрическим сердечником

$$\omega = \frac{U_H}{\rho_m} \sqrt{\frac{10^3 f_3 0,6}{(2,2 + \alpha) h T \rho 1,6 d_c}}$$

- для электромагнитов с поперечным сечением сердечника в виде прямоугольника

$$\omega = \frac{U_H}{\rho_m} \sqrt{\frac{375 f_3}{(2,2 + \alpha) h T \rho a_c / b_c}}$$

для электромагнитов кольцевого типа

$$\omega = \frac{U_H}{4 \sqrt{\frac{S_{\text{пол}}}{\pi} j \pi}}$$

где: j - плотность тока, А/ мм, (Нормативные значения плотности тока: для повторно-кратковременного режима работы $j = 8,5$ А/ мм; для кратковременного режима работы $j = 21,5$ А/ мм.); f_3 - коэффициент заполнения окна катушки металлом про- вода (см. таблицу 15).

Таблица 15. Значения коэффициента заполнения:

Тип провода	ПЭЛ, ПЭВ	ПЭВ2, ПЭЛУ	ПЭТК	ПБД
f_3	0,6...0,7	0,55...0,6	0,5...0,7	0,4...0,55

Расчет площади окна под катушку:

$$S_o = \frac{S_{np}\omega}{k_3},$$

где: $k_3 = 0,4$ - коэффициент использования окна катушки.

Высота окна для стержневых электромагнитов:

$h_o = (2 - 3) d_c$ - для круглых сердечников; $h_o = (2 - 3) a_c$ - для прямоугольных. Полученное значение округляется до стандартной величины.

Длина (ширина) окна под катушку определяется по формуле

$$l_o = S_o / h_o$$

Высота катушки $h_k = h_o - 0,75$ мм. Толщина катушки $l_k = l_o - x$, где $x = 2,5$ мм для каркасных катушек; $x = 4,5$ мм для бескаркасных катушек.

Посадочные размеры катушки:

$D_{BH} = d_c + y$, мм для круглой катушки;

$A_{BH} = a_c + y$; $B_{BH} = b_c + y$, мм для прямоугольной

катушки,

где $y = 0,5$ мм для каркасных катушек; $y = 1,25$ мм для бескаркасных катушек.

Толщина намотки катушки

$$l_n = l_k - \left(l_{BH} + \frac{16}{h_k - 2h_{из}} \right),$$

где $l_{BH} = 1,5$ мм для бескаркасных катушек, $l_{BH} = 2,3$ для каркасных катушек, $h_{из}$ - суммарная длина изоляции катушки (2 мм для каркасных катушек, 1,5 мм для бескаркасных).

Средняя длина витка, мм:

$$L_{cp} = \pi \left(D_{BH} + \frac{l_n}{2} + 2l_{BH} \right) - \text{для круглых катушек,}$$

$$L_{cp} = 2(A_{BH} + B_{BH}) + \pi(l_n + 2l_{BH}), \quad - \text{для}$$

прямоугольных катушек.

Электрические параметры катушки: ток обмотки $I_K = \rho_{пр} j$, А; сопротивление обмотки $R_K = U_K / I_K$, ом.

Далее необходимо в соответствии с принятыми данными рассчитать действительное значение магнитной индукции,

силу магнитного притяжения, расчетное значение усилия притяжения и произвести проверочный расчет на удержание заготовки в схвате.

Довольно часто необходимо осуществлять захват листовых заготовок из пакета. Для обеспечения возможности захвата только одной заготовки из пакета необходимо, чтобы магнитный поток от северного полюса схвата к южному проходил по толщине одной заготовки. В этом случае применяют электромагнитные схваты с П-образным магнитом (рисунок 36).

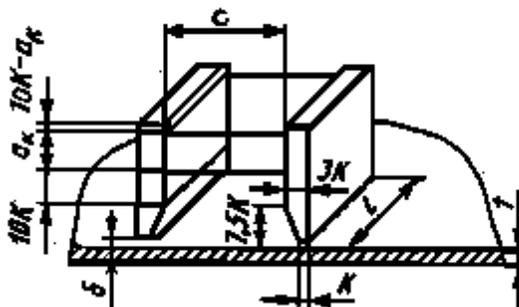


Рисунок 36. Схема П-образной электромагнитной системы.

Электромагнитная сила притяжения схвата:

$$F_C = 40,6 B^2 A_{\Gamma}$$

где: B - магнитная индукция, A_{Γ} - площадь полюсов захватного устройства. Из этой формулы при известных значениях F_C и B можно определить A_{Γ} :

$$A_{\Gamma} = F_C / (40,6 B^2).$$

Определив значение A_{Γ} , можно оценить значение K и l (K - ширина полюса, l - его длина). Если толщина заготовки равна t , а длина участка заготовки, по которому проходит магнитный поток, равна длине полюса l , то, приняв равными магнитные характеристики материалов магнитопровода и заготовки и приняв $A_{\Gamma}/2 = K l$; $A_3 = t l$ (площадь сечения заготовки, по которому проходит магнитный поток), получаем $K = t$, т.е. условие захвата одной заготовки обеспечивается только тогда, когда ширина полюса равна толщине транспортируемой заготовки.

Оценив K , определяют значение l : $l = A_{\Gamma}/2K$. Площади сечения сердечника электромагнитной катушки и сечения магнито-

провода определяют из условия соответствия индукции в сердечнике и магнитопроводе индукции B_m , близкой к максимальной магнитной проницаемости I_{max} материала сердечника и магнитопровода: $B_S A_n = B_m A_{сер}$. Отсюда площадь сердечника

$$A_{сер} = B_S A_n / B_m$$

Для стали 20, Ст3 отношение $B_m / B_S = 0,323$. Следовательно, $A_n = 3K$.

В электромагнитах постоянного тока для улучшения условий теплоотдачи рекомендуется электромагнитную катушку выполнять с вытянутой вдоль оси формой. Следовательно, более рациональной формой сердечника является прямоугольная форма. При этом, если в конструкции схвата предусмотреть расположение сердечника вдоль полюсов, то это позволит также сократить вертикальные размеры схвата. Размеры поперечного сечения сердечника электромагнитной катушки (сечения, по которому проходит магнитный поток) можно определить, рассмотрев схему поперечного разреза катушки (рисунок 36).

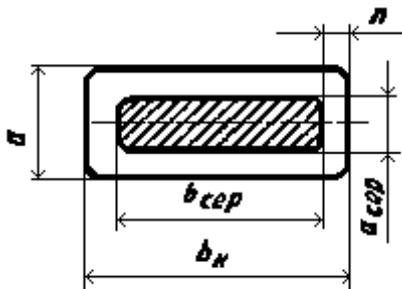


Рисунок 37. Поперечный разрез катушки.

Оптимальное соотношение между наружным периметром электромагнитной катушки и периметров сердечника определяется соотношением

$$P_n / [2(a_{сер} + b_{сер})] = 2,$$

где: P_n - наружный периметр катушки; $a_{сер}$ и $b_{сер}$ - размеры поперечного сечения сердечника.

Принимая $b_k = 1$; $b_{сер} = l = 2n$; $a_{сер} = a_k - 2n$, имеем

$$12n^2 - 8nl + A_{сер} + l^2 = 0.$$

Из этого уравнения можно определить n и вычислить:

$$b_{сер} = 1 - 2n \text{ и } a_{сер} = A_{сер} / b_{сер}$$

Определив размеры сердечника и магнитопровода, можно

оценить высоту зауженной части полюсников $h_{пол}$:

$$h_{пол} = 2K \operatorname{tg} 75 = 7,5 K.$$

Оптимальная высота зауужения полюса равна 7,5 толщины транспортируемой заготовки ($K = t$). Параметр c магнитной системы схвата определяется по формуле: $c = b - 2a$, где a - вылет заготовки, определяемый по выражению

$$a = \sqrt[4]{8EI_x \delta / q};$$

где: E - модуль Юнга; I_x - момент инерции заготовки; δ - зазор между полюсом и заготовкой; q - нагрузки на заготовку.

Полученное значение c должно соответствовать условию $c \leq t$.

Требуемую намагничивающую силу можно приближенно определить:

$$F_o = \sqrt{2P \delta^2 / (\mu_o A_n)},$$

где: μ_o - магнитная проницаемость вакуума ($4\pi \cdot 10^7 \text{ Нм}^{-1}$).

По найденному значению F_o можно определить размеры сечения катушки:

$$A_k = K_{из} K_{зап} F_o / j,$$

где: $K_{из}$ - коэффициент, учитывающий изоляцию обмоточного провода (1,35...1,4); $K_{зап}$ - коэффициент, учитывающий неплотность намотки и наличие каркасных элементов (2,5...3); j - плотность тока в катушке, при повторно кратковременном режиме работы допускают $j = 5...12 \text{ А}$. Определив A_k находят $c = A_k / n$.

Зная поперечные размеры катушки, определяют требуемый диаметр провода и число витков катушки для заданного рабочего напряжения U_p . Для этого необходимо знать среднюю длину витка катушки:

$$l_{cp} = \frac{l_{max} + l_{min}}{2} = \frac{2(a_k + b_k + \pi n) + 2(a_{сер} + b_{сер})}{2} = a_k + b_k + \pi n + a_{сер} + b_{сер}.$$

Общая длина провода $l_p = l_{cp} W$, где W - число витков катушки. Сопrotивление катушки электромагнита

Проектирование роботов и РТС

$$R_{обм} = \rho l_{пр} / A_{пр}.$$

Рабочий токэлектромагнита

$$I_p = U_p / R_{обм} = U_p A_{пр} / (\rho l_{ср} W),$$

но так как

$$(A_{пр} W)_{к.к} = A_k,$$

то

$$I_p = F_0 / W; A_{пр} = F_0 \rho_{ср} / U_p.$$

Зная $A_{пр}$, находят W :

$$W = A_k / (K_{из} K_{зап} A_{пр}).$$

Значение $A_{пр}$ округляется по справочнику до ближайшего стандартизированного значения: определяется диаметр провода и производится поверочный расчет, на основе которого окончательно выбирают параметры катушки.

Поверочный расчет катушки ЭМЗУ на нагрев.

В результате расчета необходимо найти температуру нагрева катушки при ее работе и сравнить с допустимым значением температуры нагрева. Количество теплоты, выделяемое обмоткой электромагнита, определяется по формуле

$$\Delta Q = I_k^2 R_k \Delta t,$$

где Δt - время работы ЭМЗУ, $\Delta t = t_{ц}$ (час).

Масса обмоточного провода электромагнита

$$m = L S \rho_m,$$

где: ρ_m - плотность медного провода ($8,93 \cdot 10^3$ кг/м³), L - длина провода, м; S - площадь поперечного сечения провода, м².

Температура нагрева катушки электромагнита

$$\Delta T = \frac{\Delta Q}{C_v m},$$

где: C_v - теплоемкость меди ($0,39$ кДж/кг⁰С) при температуре окружающей среды 20°C . Полная температура нагрева катушки:

$$T = \Delta T + T_{окр. среды} \\ T < T_{доп.},$$

где $T_{доп.} = 70^{\circ}\text{C}$ - допустимая температура нагрева катушки при повторно-кратковременном и кратковременном режимах работы ЭМЗУ.

Исходными данными для расчета ЭМЗУ являются:

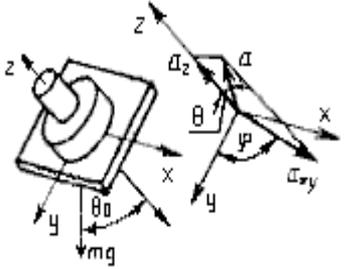
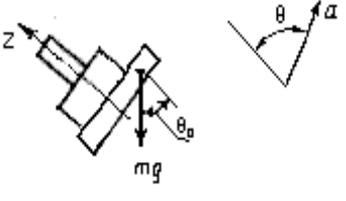
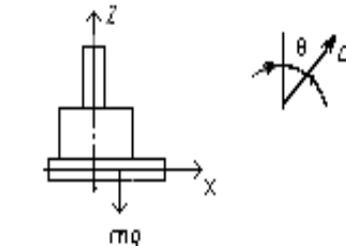
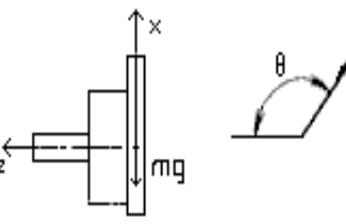
1. параметры захватываемой заготовки – геометрические разме-

- ры, марка материала, масса;
2. характеристики промышленного робота – угловые и линейные скорости перемещения звеньев, типы приводных систем, траектории манипулирования;
3. циклограмма работы ЭМЗУ – время включенного и выключенного состояния;
4. напряжение питания катушки ЭМЗУ.

15. ФОРМУЛЫ ДЛЯ ПРОВЕРКИ УСЛОВИЙ УДЕРЖАНИЯ ДЕТАЛИ МАГНИТНЫМИ И ВАКУУМНЫМИ ЗАХВАТАМИ

Для проверки условий удержания детали магнитными или вакуумными захватами можно использовать формулы, приведенные в таблице 16. В этих формулах приняты следующие обозначения: p - сила вакуумного или магнитного притяжения, Н; m - масса детали, кг; g - ускорение свободного падения, m/c^2 ; a - ускорение захвата, m/c^2 ; θ - угол между вектором ускорения и осью z , совпадающей с осью захвата (в град.); φ - угол между проекцией ускорения на плоскость перпендикулярно к оси z и осью y ; μ - коэффициент трения между заготовкой и захватом (для металлических захватов и стальных заготовок $\mu = 0,17$; для резиновых манжет и стальных заготовок $\mu = 0,3$); k_1 - коэффициент запаса; k_2 - коэффициент, учитывающий смещение точки приложения подъемной силы и центра тяжести заготовки (для круглых захватов $k_2 = r / (r + \Delta x)$, где r - средний радиус уплотнительной поверхности захвата; Δx - смещение оси захвата и центра тяжести заготовки).

Таблица 16.

	$\mu \left(\frac{p}{mk_1k_2} - g \cos \theta_0 + a \cos \theta \right) \geq g \sin \varphi_0 \sin \theta_0 + a \sin \varphi \sin \theta$ $\mu \left(\frac{p}{mk_1k_2} - g \cos \theta_0 + a \cos \theta \right) \geq g \cos \varphi_0 \sin \theta_0 + a \cos \varphi \sin \theta$
	$\varphi = \varphi_0 = 90^\circ$ $\mu \left(\frac{p}{mk_1k_2} - g \cos \theta_0 + a \cos \theta \right) \geq g \sin \theta_0 + a \sin \theta $
	$\varphi_0 = \varphi = 90^\circ; \theta_0 = 0^\circ$ $\mu \left(\frac{p}{mk_1k_2} - g + a \cos \theta \right) \geq a \sin \theta$
	$\varphi_0 = \varphi = 90^\circ; \theta_0 = 90^\circ$ $\mu \left(\frac{p}{mk_1k_2} - a \cos \theta \right) \geq g + a \sin \theta$

Обозначения: p – сила вакуумного или магнитного притяжения, Н; m – масса заготовки или детали, кг; g – ускорение свободного падения, м/с; a – ускорение захвата, м/с; θ – угол в градусах между вектором ускорения и осью X ; φ – угол в градусах между проекцией ускорения на плоскость, перпендикулярной к оси X , и осью Y ; μ – коэффициент трения между деталью и захватом (0.17 – для металлических захватов и стальных деталей, 0.3 – для резиновых манжет и стальных деталей), k_1 – коэффициент запаса; k_2 – коэффициент, учитывающий смещение точки приложения подъемной силы и центра тяжести детали (для круглых захватов $k_2 = r/(r + \Delta x)$, где r – средний радиус уплотнительной поверхности захвата, Δx – смещение оси захвата и центра тяжести детали).

16. ОБЩАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗУ

В общем случае проектирование ЗУ включает два основных этапа – выбор типа, компоновки и структурной схемы схвата, его качественных показателей, второй – расчет основных параметров выбранной системы.

Расчет основных параметров схвата включает:

- геометрический синтез – выбор типа и длин звеньев механизма, геометрических параметров рабочих элементов, схвата, его компоновочных размеров, определение диапазона раскрытия схвата, проведение точностных расчетов;
- статический силовой анализ – расчет усилия, развиваемого приводом, усилия захватывания, сил и моментов, действующих в шарнирах, определение условий жесткого фиксирования объектов в схвате;
- динамический силовой анализ – определение сил и моментов, действующих на объект в динамических режимах, решение задач динамики сват- объект;
- прочностной и жесткостный проверочные расчеты – выбор сечений звеньев, решение контактных задач, расчет упругих прокладок и другие расчеты.

Укрупненный алгоритм принятия решений и проведения расчетов после выбора типа схвата показан на рисунке 38.

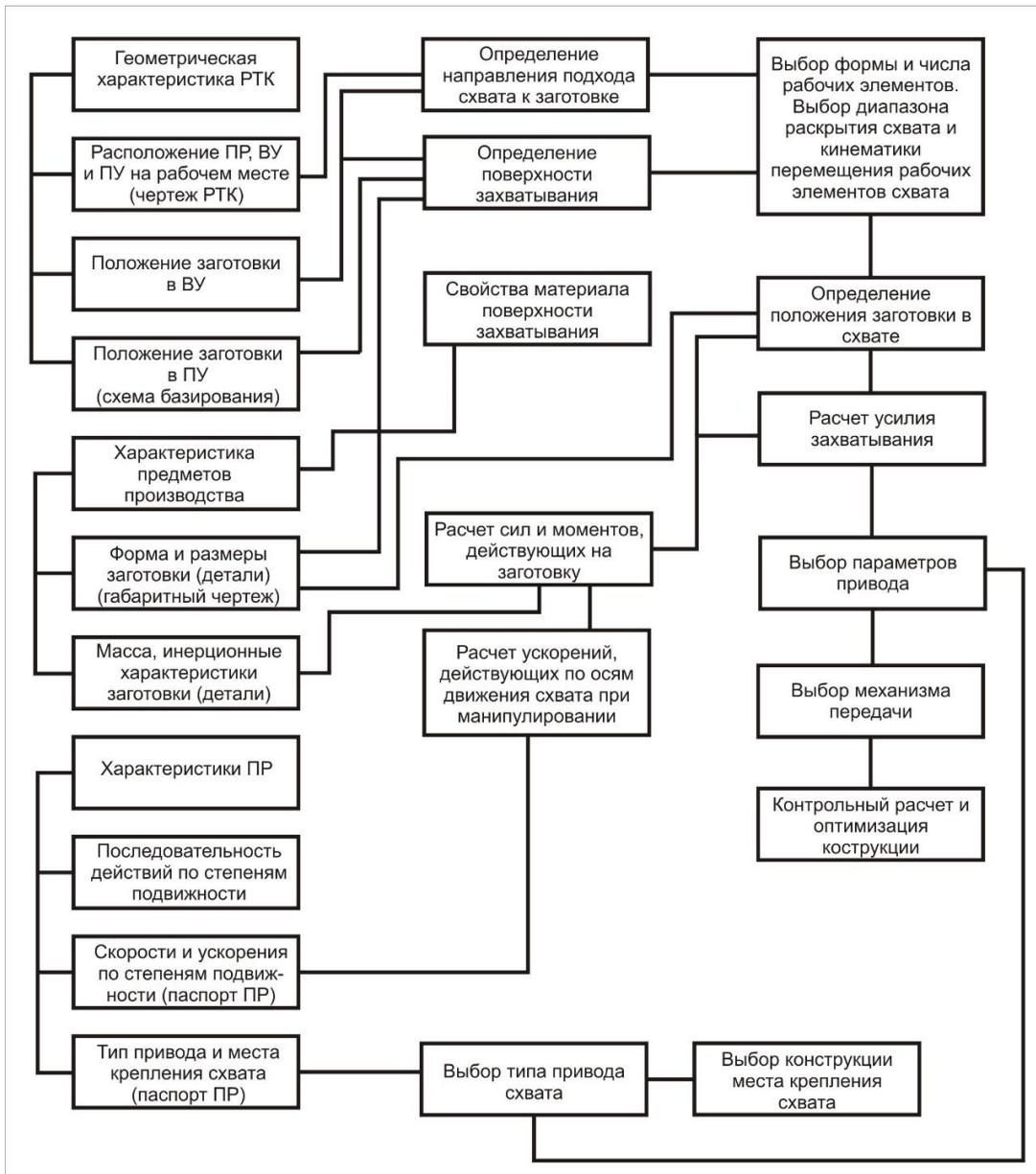


Рисунок 38. Алгоритм принятия решений и проведения расчетов

Этому алгоритму соответствует следующая последовательность принятия решений и проведения расчетов:

1. Определяют возможные направления подведения схвата к детали с учетом взаимного расположения промышленного робота, основного и вспомогательного оборудования.
2. Выбирают число, форму и кинематику перемещения рабочих элементов схвата, диапазон их раскрытия.
3. Определяют положение детали в схвате, учитывая смещение центра массы детали относительно геометрического центра схвата.
4. Рассчитывают силы и моменты, действующие на деталь при всех этапах манипулирования в соответствии с программой работы робота.
5. Рассчитывают необходимое усилие захватывания. В системе координат схвата при единичном усилии захватывания строится область жесткого фиксирования. Определяют предельные значения составляющих сил и моментов по осям системы координат схвата. Определяют ось наименьшего запаса несущей способности схвата. По коэффициенту несущей способности определяют усилие захвата, обеспечивающее жесткое фиксирование детали при существующих динамических нагрузках.
6. Выбирают тип привода и параметры двигателя. Параметры пневмопривода выбирают с учетом требуемого быстродействия. Выбор основных параметров электродвигателя связан с применяемым редуктором, быстродействием, необходимым усилием. В случае фиксирования детали только за счет силы трения основным является обеспечение требуемого усилия захватывания, гарантирующего необходимые силы трения.
7. Определяют вид и параметры механизма передачи, реализующего требуемое передаточное число, возможный вид зависимости усилия захватывания от величины раскрытия схвата, требуемую кинематику перемещения рабочих элементов. На основе известных погрешностей взаимного расположения технологического вспомогательного и основного технологического оборудования и жесткостных характеристик манипулятора определяется область нормального функционирования, в которой исключается заклинивание, переориентирование и выпадание детали.
8. Проводится серия проверочных расчетов и, в случае необходимости, корректировка параметров схвата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ю.Б.Ивацевич. Проектирование захватных устройств промышленных роботов. Учеб. Пособие. Ростов-на-Дону, Издат. Центр ДГТУ, 1987 г.
2. Робототехнические системы и комплексы. Под ред. И.И. Мачульского. Москва, Транспорт, 1999 г.
3. И.Б.Челпанов, С.Н.Калашников. Схваты промышленных роботов Москва, Машиностроение. 1989 г.
4. К.А. Украиненко, Ю.В.Янчевский, А.А.Кулебякин, А.Ю. Торопов. Захватные устройства промышленных роботов. Ярославль, 2007 г.
5. Козырев Ю.Г. Захватные устройства промышленных и инструменты промышленных роботов. КноРус, 2013 г.
6. Отений. Я.Н., Ольштенник Г.П. Выбор и расчет захватных устройств промышленных роботов. Волгоград. Политехника, 2000 г.
7. Семенов Е.И., Кравченко Н.С. Робототехнологические комплексы для листовой штамповки мелких деталей.