Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
МОРСКОЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Л.П. Сенчурин, М.А. Иванова

ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА.

РАСЧЁТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА И СВАРНО-БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ.

Утверждено Советом университета
в качестве учебного пособия

Санкт-Петербург
2017

УДК 621.833.3
ББК 34.443
С31

Рецензенты
доктор технических наук *Е.Б. Седакова*
кандидат технических наук *А.А. Георгиев*

Л.П. Сенчурин, М.А. Иванова

Передачи винт-гайка. Расчёт и конструирование винтового механизма и сварно-болтового соединения: учеб. пособие/ Л.П. Сенчурин, М.А. Иванова. – СПб: Изд-во СПбГМТУ. – 2017. – 74 с.

В учебном пособии дан обзор механизмов с передачей винт-гайка с описанием их конструктивных особенностей. Рассмотрены вопросы расчётов и конструирования винтовых механизмов. Уделено внимание расчёту и конструированию сварных и болтовых соединений применительно к винтовым механизмам.

Пособие предназначено для студентов, выполняющих курсовые и расчётно-графические работы по курсу «Детали машин и основы конструирования».

УДК 621.833.3
ББК 34.443

© СПбГМТУ,
2017

ВВЕДЕНИЕ

Передачи винт-гайка находят применение в разнообразных машиностроительных конструкциях. Назначение передачи винт-гайка – преобразование вращательного движения в поступательное, а иногда – поступательного движения во вращательное.

В силовых передачах вращение винта в закреплённой неподвижно в корпусе механизма гайке приводит к его поступательному перемещению. Применяются также винтовые механизмы, в которых поступательно перемещается гайка относительно неподвижно закреплённого от осевых перемещений в корпусе механизма вращающегося винта. Этот принцип действия используется для осуществления линейного привода в различных механических и электрических устройствах. Одновременно эти передачи обеспечивают скоростные и силовые преобразования в широком диапазоне.

Передачи винт-гайка в составе различных механизмов используют во многих отраслях промышленности:

- общее машиностроение;
- подъёмно-транспортное оборудование;
- судостроение;
- авиастроение;
- автомобилестроение;
- станкостроение;
- пищевая промышленность;
- строительство;
- металлургия;
- автоматизированные системы.

Передача винт-гайка состоит из винтовой пары скольжения или качения. В винтовой паре качения, кроме винта и гайки, используют промежуточные тела качения в виде шариков или роликов.

Достоинством передач винт–гайка является большой выигрыш в силе. Передачи скольжения отличаются простотой конструкции механизма, но имеют низкий КПД. Благодаря этому такие механизмы могут обладать самоторможением. Шарико-винтовые и ролико-винтовые передачи сложнее по конструкции, но имеют бóльший КПД.

1. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗНОВИДНОСТИ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ И ПРИМЕРЫ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ

Винтовые механизмы (включающие передачу винт-гайка) применяют для поднятия грузов, создания больших усилий при малых перемещениях, получения точных перемещений. К таким механизмам относятся винтовые домкраты, винтовые прессы (нажимные устройства), зажимы, тиски, натяжные устройства, механизмы для точных перемещений, регулирования и настройки (в измерительных приборах), механизмы перемещения столов, суппортов, силовых головок, подачи рабочих инструментов и осуществления точных делительных перемещений (в металлорежущих станках).

Основным узлом любого винтового механизма является пара ходовой винт-гайка, в которой используют трение скольжения или трение качения.

Конструктивно передачи винт-гайка можно разделить:

а) по виду трения – на передачи скольжения и передачи качения

б) по типу резьбы (передачи скольжения) или по виду тел качения (передачи качения);

в) по числу заходов резьбы;

г) по направлению подъёма резьбы – с правой и левой резьбой;

д) по обеспечению самоторможения.

Передачи скольжения (рис. 1, *а*) получили широкое применение благодаря простоте конструкции и изготовления, компактности и способности обеспечивать самоторможение. Этот фактор может играть решающую роль при выборе конструкции, отвечающей требованиям безопасности. Винтовые пары скольжения имеют низкий КПД (не более 30%) и большую интенсивность изнашивания.

Передачи качения также широко распространены в современных механизмах. Существует два типа передач качения: шарико-винтовые передачи (ШВП) и ролико-винтовые передачи (РВП) [6]. В шариковой винтовой передаче (рис. 1, *б*) гайка содержит шарики, движущиеся по резьбе винта под нагрузкой и возвращающиеся по рециркуляционным каналам свободным ходом. Она имеет лёгкий ход и обеспечивает быстрое перемещение при высоких нагрузках. В

роликовой винтовой передаче (рис. 1, *в*) внутри гайки между её внутренней резьбой и резьбой винта по окружности равномерно расположены резьбовые ролики, катящиеся вокруг винта. Такие передачи обеспечивают высокую грузоподъёмность, точность и устойчивость к тяжелым условиям работы

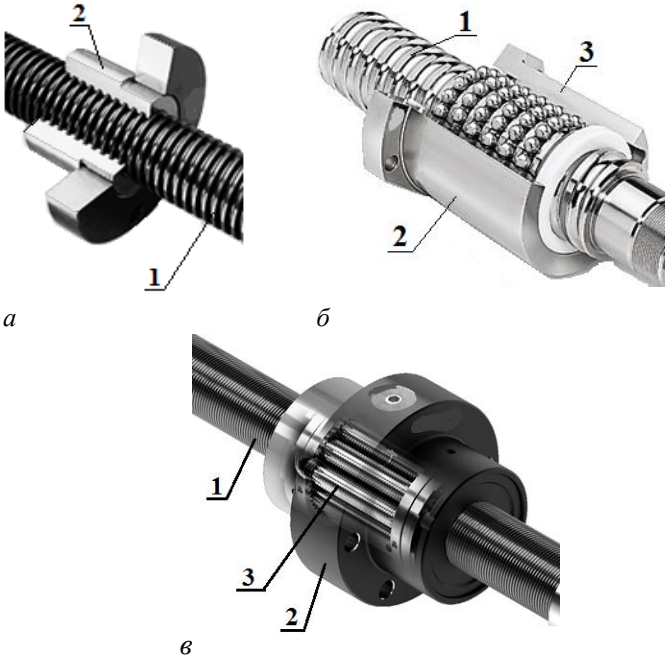


Рис. 1. Передачи винт-гайка:
1 – винт, 2 – гайка, 3 – тела качения

В отличие от передач скольжения, в передачах качения существенно меньшая скорость износа, поэтому ресурс их значительно больше. Вследствие замены трения скольжения трением качения КПД шарико-винтовых и ролико-винтовых пар достигает 90% и более, уменьшается энергопотребление и тепловыделение. Также передачи качения отличаются высокой точностью, высокой нагрузочной способностью, высокой жесткостью, плавностью перемещения при низких оборотах и больших нагрузках. Это позволяет применять их для процессов, где крайне важны точность и повторяемость позиционирования.

Применяют *шарико-винтовые* и *ролико-винтовые* передачи в станках для обработки металлов резанием и давлением, в приводах кузнечно-прессового оборудования, измерительных и испытательных устройствах, промышленных роботах и сборочных линиях, погрузочно-разгрузочных и упаковочных машинах, медицинском оборудовании, системах позиционирования, следящих системах и т.д.

Далее рассмотрим применение различные видов винтовых механизмов.

Тиски (рис. 2) используют для крепления и фиксации обрабатываемой детали в ходе технологической операции.

Рис. 2. Тиски

Струбцину (рис. 3) применяют для фиксации и удержания деталей при выполнении столярных и слесарных работ.

Рис. 3. Струбцина

Талреп (рис. 4) – такелажное приспособление, позволяющее легко и удобно отрегулировать натяжение канатов или цепей и удерживать их в натянутом состоянии на протяжении длительного периода времени, например, для фиксации грузов при транспортировке. В этих устройствах один винт имеет правую резьбу, другой – левую.

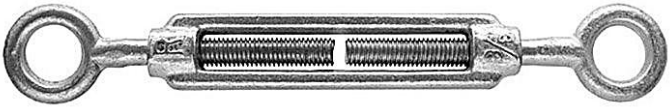


Рис. 4. Талреп

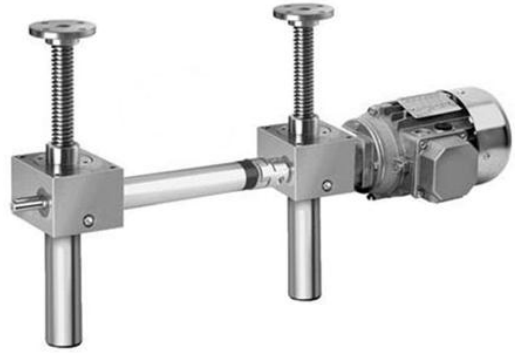
Винтовые домкраты применяют для подъёма или перемещения грузов. На рис. 5 представлены домкраты с винтовой парой скольжения, часто используемые для подъёма автомобилей. Винтовая пара скольжения обеспечивает самоторможение механизма – необходимое условие безопасности при подъёме грузов.

Рис. 5. Домкраты

Существуют также промышленные домкраты (рис. 6), в которых используют винтовую пару скольжения (с трапецеидальной резьбой) или качения (шарико-винтовую пару). Эти домкраты с ручным или электроприводом имеют встроенный червячный или конический редуктор.

Рис. 6. Домкраты со встроенным редуктором

Такие домкраты [7] применяют в подъёмниках различных типов (рис. 7, *а*), телескопических подъемных стойках (рис. 7, *б*), домкратах для поездов (рис. 7, *в*), системах точного наведения нескольких радиотелескопов, установленных на одной платформе (рис. 7, *г*), системах позиционирования антенн.



а

б

в

г

Рис. 7. Применение промышленных домкратов

Нажимные устройства – механизмы, предназначенные для создания силы, воздействующей на обрабатываемый предмет: спрессовываемое вещество, запрессовываемые части, деформируемый материал.

В **винтовых прессах** (рис. 8, рис. 9) винт 1 снабжён нажимной деталью, через которую при ввинчивании в неподвижную гайку 2 он передаёт нагрузку на обрабатываемый предмет.

Рис. 8. Пресс двухстоечный

Рис. 9. Пресс одностоечный
1 – винт, 2 – гайка

Зажимные устройства – один из видов приспособлений для механической обработки, служат для закрепления обрабатываемых деталей (рис. 10, рис. 11).

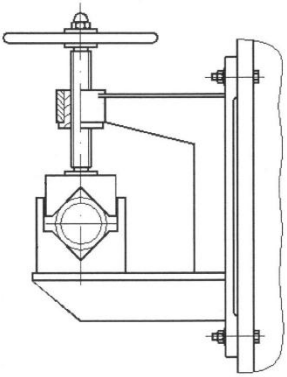


Рис. 10. Пресс для зажима труб

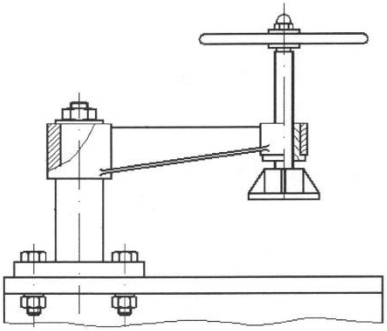


Рис. 11. Зажим винтовой поворотный

Винтовой механизм канатоукладчика лебёдки. Канатоукладчик обеспечивает равномерную навивку каната на барабан лебёдки (рис. 12). На винте 1 нарезана правая и левая резьба, наложенные одна на другую. Привод винта – от барабана 3. Каретка

канатоукладчика (гайка 2) перемещается возвратно-поступательно по вращающемуся винту и равномерно распределяет вдоль барабана канат, пропущенный между роликами 4.

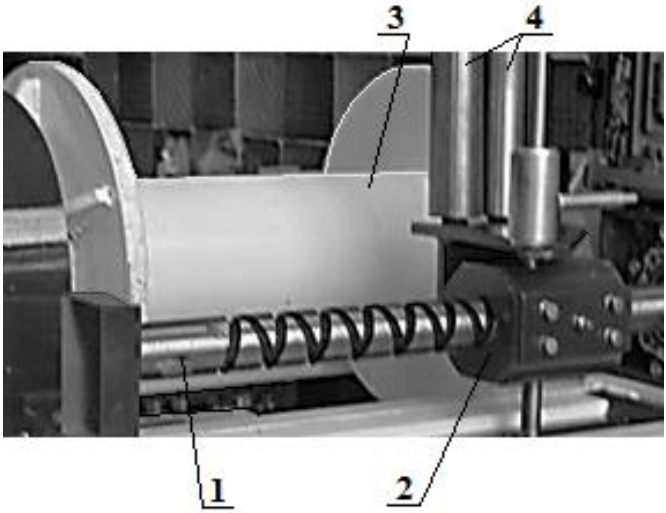


Рис. 12. Канатоукладчик:
1 – винт, 2 – каретка (гайка), 3 – барабан, 4 – ролики

Винтовой механизм перемещения суппорта токарного станка (рис. 13). В станках широко применяют передачи винт-гайка (как скольжения, так и качения) в винтовых механизмах перемещений суппортов, столов и т.п.

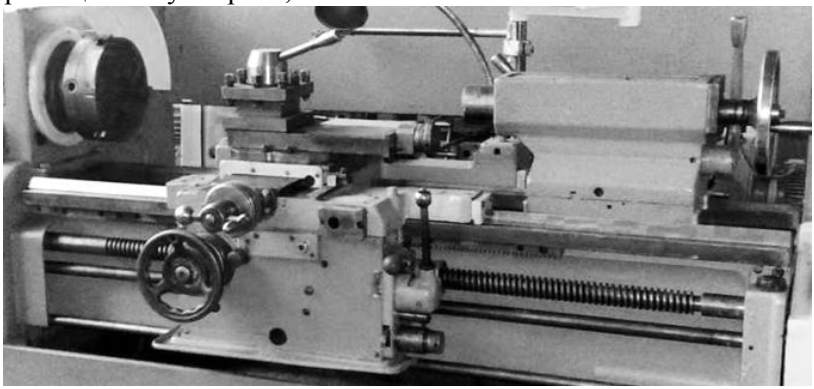


Рис. 13. Токарный станок

Винтовой механизм изменения вылета стрелы крана. На рис. 14 представлен плавучий кран грузоподъёмностью 100 т с винтовым механизмом 1 изменения вылета стрелы при частичном уравновешивании подвижным противовесом. Механизм состоит (рис. 15) из винта 1, шарнирно соединенного со стрелой, и приводной гайки 2. Гайка вместе с приводным механизмом и двигателем расположена на шарнирных опорах, чтобы поворачиваться относительно горизонтальной оси в процессе подъёма стрелы.

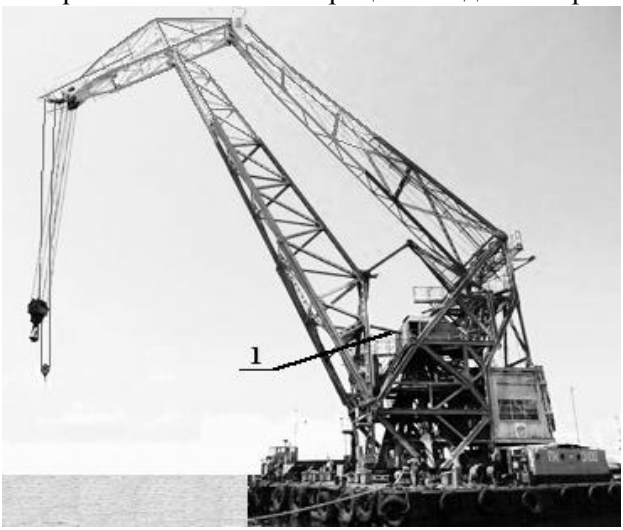


Рис. 14. Плавучий кран

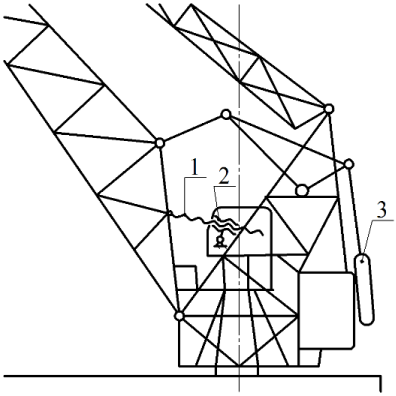


Рис. 15. Схема винтового механизма изменения вылета стрелы крана:
1- винт, 2 – гайка, 3 – подвижной противовес

Винтовой механизм поворота лопасти гребного винта. Винт регулируемого шага (рис. 16) позволяет, изменяя шаг, менять характеристики винта в зависимости от режима работы судна. ВРШ имеют полую ступицу в ней размещён механизм, с помощью которого можно разворачивать лопасти под любым углом вдоль их продольной оси, и тем самым изменять шаг винта. Механизмы изменения шага имеют разные конструкции, в том числе и винтовой механизм (рис. 17).

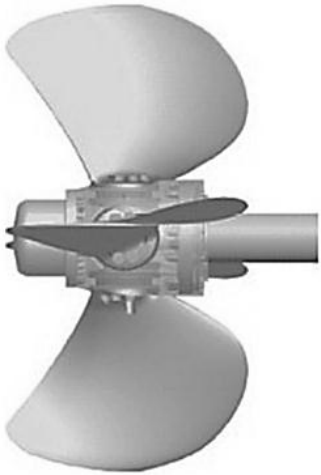


Рис. 16. Винт регулируемого шага

Ходовой винт 1 имеет две резьбы разного направления (левую и правую), по которым перемещаются гайки 2, поворачивающие шатунами (тягами) 3 лопасть 4 гребного винта.

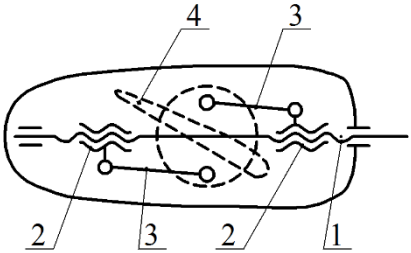


Рис. 17. Схема винтового механизм поворота лопасти винта:
1 – винт, 2 – гайка, 3 – тяги, 4 – лопасть винта

Винтовой механизм поворота руля. Рулевой привод служит для передачи усилия с рулевого механизма на головку баллера 5 для поворота пера 6 руля (рис. 18). Один из видов рулевого привода – привод Дэвиса с винтовым механизмом перекладки руля.

Винтовой механизм (рис. 18) размещён на станине и представляет собой винт 1, имеющий правую и левую нарезки, на которые навинчены гайки 2 с ползунами, связанными тягами 3 с поперечным румпелем 4.

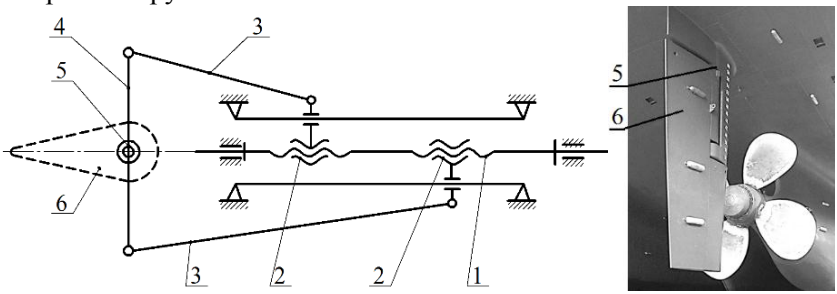


Рис. 18. Рулевой привод: 1 – винт, 2 – гайки, 3 – тяги, 4 – румпель, 5 – баллер, 6 – перо руля

При вращении винта гайки перемещаются в противоположных направлениях по направляющим стержням. Тяги (шатуны) через румпель поворачивают баллер с пером руля.

Винтовой механизм линейного телескопического модуля. Такие модули (рис.19) применяют как составные части различных механизмов, машин и станков для линейного перемещения движущихся узлов [8].

а *б*

Рис. 19 Линейные модули: 1 – винт, 2 – гайка, 3 – шарики.

В качестве привода используют передачу винт-гайка скольжения (рис. 19, *а*) или качения (рис. 19, *б*).

Винтовой рулевой механизм автомобиля. Такой тип рулевого механизма (рис. 20) с передачей винт-гайка качения устанавливают на отдельных легковых автомобилях представительского класса, тяжелых грузовых автомобилях и автобусах.

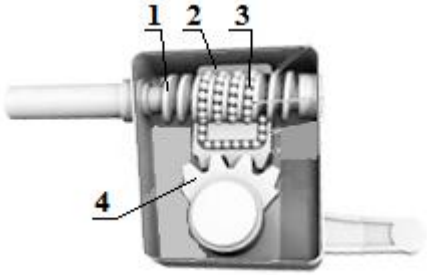


Рис. 20 Рулевой механизм автомобиля:
1 – винт; 2 – гайка; 3 – шарики; 4 – зубчатый сектор (секторная шестерня)

Вал рулевого колеса поворачивает винт 1 и гайка 2 перемещается поступательно. Зубчатая рейка на гайке перемещает зубчатый сектор 4 и с ним рулевую сошку.

2. ХОДОВЫЕ И КРЕПЁЖНЫЕ РЕЗЬБЫ

В передачах винт-гайка применяют ходовые резьбы: трапецеидальные, упорные и прямоугольные. Крепёжные резьбы имеют треугольный профиль. Их разделяют на метрическую, трубную и дюймовую резьбы.

Обозначения параметров резьб: d – наружный диаметр наружной резьбы (винта), D – наружный диаметр внутренней резьбы (гайки), D_4 – наружный диаметр внутренней резьбы (по дну впадины), d_2 – средний диаметр наружной резьбы, D_2 – средний диаметр внутренней резьбы, d_3 – внутренний диаметр наружной резьбы, D_1 – внутренний диаметр внутренней резьбы, P – шаг резьбы, H – высота исходного треугольника, H_1 – рабочая высота профиля. Ход резьбы $P_h = P \cdot n$, где n – число заходов.

Профиль трапецеидальной резьбы (рис. 21) устанавливает ГОСТ 9484-81. Номинальные диаметры и шаги трапецеидальной однозаходной резьбы устанавливают ГОСТ 24737-81 и ГОСТ 24738-81, трапецеидальной многозаходной – ГОСТ 24739-81.

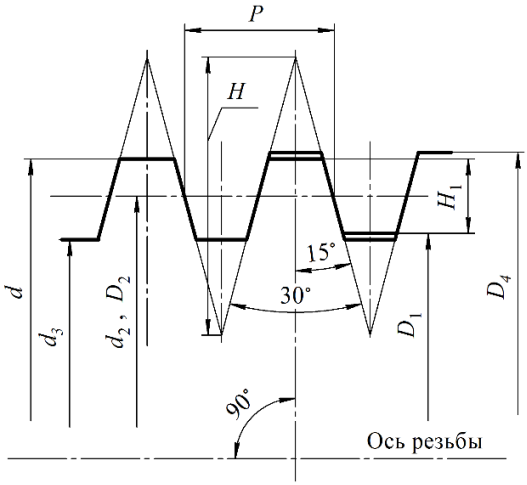


Рис. 21. Профиль трапецеидальной резьбы
$H = 1{,}866\ P$, $H_1 = 0{,}5\ P$

Профиль, диаметры, шаги и основные размеры упорной резьбы (рис. 22) устанавливает ГОСТ 10177-82.

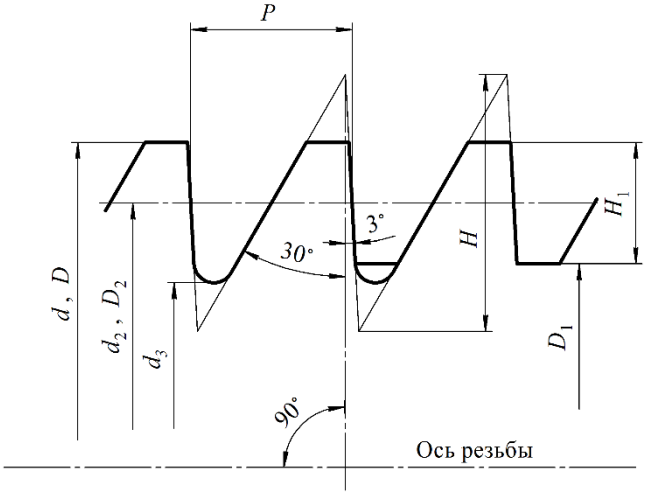


Рис. 22. Профиль упорной резьбы
$H = 1{,}587911\ P$, $H_1 = 0{,}75\ P$

На упорную усиленную резьбу с углами наклона боковых сторон профиля 45° и 3° существует ГОСТ 13535-87.

Профиль метрической резьбы (рис. 23) (треугольного профиля) устанавливает ГОСТ 9150-2002. Значения диаметров, шагов и основные размеры устанавливают ГОСТ 8724-2002 и ГОСТ 24705-81. На диаметры и шаги метрической резьбы для приборостроения существует ГОСТ 16967-81.

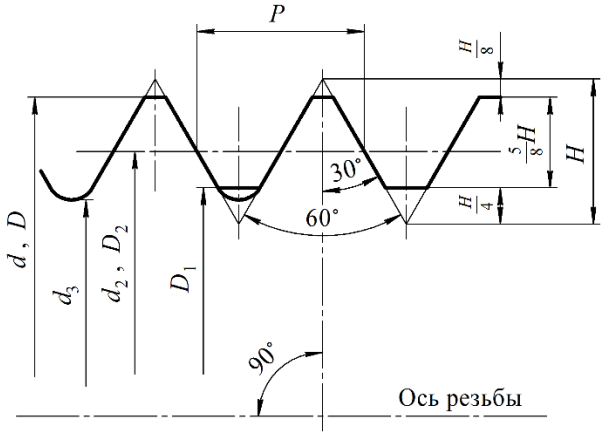


Рис. 23. Профиль метрической (треугольной) резьбы
H=0,866025404 P

Параметры *прямоугольной* резьбы (рис. 24) не стандартизованы. Прямоугольная резьба имеет меньшую прочность и жёсткость витков по сравнению с другими профилями резьбы одинакового шага, она нетехнологична. Гайка плохо центрируется на винте из-за радиальных зазоров у вершин профиля. Поэтому прямоугольная резьба не рекомендуется к применению.

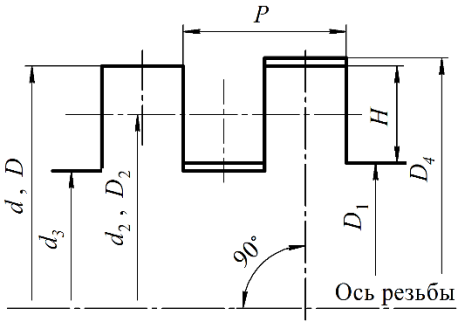


Рис. 24. Профиль прямоугольной резьбы

При двустороннем направлении нагрузки в силовых передачах скольжения наиболее часто применяют *трапецеидальную* резьбу. В основном диапазоне диаметров такую резьбу выполняют с мелким, средним и крупным шагами. В силовых передачах обычно применяют в основном резьбу со средним шагом. Мелкую резьбу применяют в механизмах, где требуется повышенная точность перемещений, например, в микрометрах, крупную – когда передача плохо защищена от пыли и грязи и подвержена сильному износу. Однозаходная резьба может обеспечить самоторможение, а многозаходные резьбы – повышение скорости перемещения.

Трапецеидальная резьба имеет меньшие потери на трение, чем треугольная, более прочна, чем прямоугольная. КПД трапецеидальной резьбы меньше, чем прямоугольной (на 4–5%).

Упорную резьбу применяют в случае действия больших осевых нагрузок, постоянных по направлению. Благодаря малому углу наклона рабочих поверхностей витков ($\beta = 3^\circ$ для возможности изготовления фрезерованием), КПД упорной резьбы примерно такой же, как у прямоугольной. Она обладает большой прочностью и жёсткостью. Закругления впадин резьбы на винте уменьшают эффективный коэффициент концентрации напряжений, что повышает усталостную прочность винта и делает резьбу пригодной для восприятия ударных нагрузок.

Метрическую (треугольную) резьбу иногда используют в передачах приборов и измерительных машин, где требуются малые перемещения с высокой точностью, а КПД не имеет существенного значения.

Условные обозначения резьб содержат буквы (для трапецеидальной резьбы – *Tr*, для упорной – *S*, для метрической – *M*), номинальный диаметр резьбы и шаг резьбы.

Например, *Tr 28×5*, *S34×6*, M10×1,5.

Крупный шаг в обозначении метрической резьбы может быть опущен – M10.

Для левой резьбы добавляют буквы *LH*. Например: *Tr 16×4LH*, *S18×2LH*, M20×2–LH.

Для многозаходной ходовой резьбы указывают числовое значение хода и в скобках – *P* и числовое значение шага:

Например: *Tr 44×14 (P7)*, *S80×20 (P10)*.

Многозаходная метрическая резьба содержит буквы *Ph*, значение хода, букву *P* и значение шага: M16×Ph3(P1,5).

3. МАТЕРИАЛЫ ВИНТОВ И ГАЕК И КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Материалы винта и гайки должны составлять антифрикционную пару, т. е. иметь малый коэффициент трения друг по другу. Выбор марок материалов зависит от назначения, срока службы и условий эксплуатации передачи.

Винты передач винт–гайка выполняются из сталей. В малоответственных передачах для изготовления винтов можно использовать углеродистые стали обыкновенного качества Ст 3, Ст 4, Ст 5, Ст 6 (ГОСТ 380–71).

Чаще для изготовления винтов применяют качественные конструкционные углеродистые стали марок 40, 45, 50 (ГОСТ 1050–88).

В ответственных передачах винты изготавливают из легированных конструкционных сталей (ГОСТ 4543–71) 40Х, 35ХГСА и др. При необходимости проводят дополнительную термическую и термохимическую обработку. Для повышения износостойкости применяют закалку винтов до твёрдости не менее 45 HRC с последующим шлифованием резьбы. Чем больше твёрдость винта и чем меньше шероховатость его витков, тем меньше интенсивность изнашивания гайки.

Основные механические свойства ряда сталей, применяемых для изготовления винтов, приведены в табл. 1 [1].

Таблица 1

Механические свойства сталей

Марка стали	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа
Ст5	550	260
Сталь 35	540	320
Сталь 40	580	340
Сталь 45	610	360
Сталь 50	640	380
Сталь 40Х	950	700
Сталь 50ХН	1100	850

Гайка, как правило, представляет собой отдельную легко заменяемую деталь, выполненную в виде втулки с внутренней резьбой. Гайки изготавливают из оловянных (ГОСТ 613-79) и безоловянных (ГОСТ 493-79) бронз, в менее ответственных конструкциях из цинкового сплава, при малых скоростях и нагрузках – из серых (ГОСТ 1412– 79) и антифрикционных (ГОСТ 1585–79) чугунов, а также полимерных материалов. Для уменьшения расхода дорогостоящей бронзы гайки делают биметаллическими.

В табл. 2 [1] приведены марки и основные механические свойства ряда чугунов и бронз, применяемых для изготовления гаек передач винт-гайка.

Таблица 2

Механические свойства чугунов и бронз

Материал	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	$[\tau_c]$, МПа	$[\sigma_F]$, МПа
БрО10Ф1	200-350	140-200	30-40	50-60
БрО6Ц6С3	150-200	80-100	25-30	35-40
ЦАМ10-5	300	-	35	75
СЧ15-32	150	-	40	80

Смазка резьбовой пары зависит от назначения и условий работы передачи. Для механизмов с ручным приводом часто используется консистентная смазка типа ЦИАТИМ.

Для корпусов выбирают углеродистые стали обыкновенного качества (Ст 3 ГОСТ 380–2005). Для литых корпусов чаще выбирают чугуны (СЧ15 ГОСТ 1412–85).

4. КПД ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА

На рис. 25 приведена развёртка на плоскость линии резьбы *AB* по среднему диаметру d_2 за один оборот. Точка *A* за один оборот, равный πd_2, переходит в положение *B*, поднимаясь при этом на величину хода резьбы $P_h = P \cdot n$ (*P* – шаг резьбы, *n* – число заходов). Тогда γ – угол подъёма резьбы.

Угол подъёма винтовой линии резьбы

$$\gamma = arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2}.$$

Большинство винтовых механизмов должно обладать свойством *самоторможения*.

Условие самоторможения в резьбе состоит в следующем. Гайку представим в виде ползуна, движущегося по наклонной плоскости витка резьбы (см. рис. 25). Рассмотрим силы, приложенные к гайке (ползуну) и условие её скольжения вниз по наклонной плоскости под действием осевой силы Q.

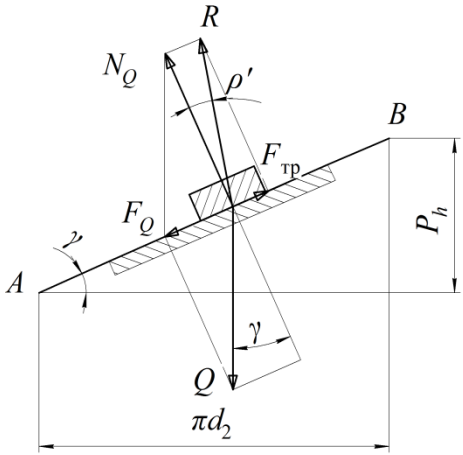


Рис. 25. К условию самоторможения в резьбе

Из картины сил видно, что гайка скользит вниз если сила F_Q больше силы трения $F_{ТР}$:

$$Q \cdot \sin\gamma \geq Q \cdot \cos\gamma \cdot tg\rho',$$

где $Q \cdot \cos\gamma = N_Q$.

Отсюда следует

$$tg\gamma \geq tg\rho'.$$

Гайка скользит если угол подъёма винтовой линии γ больше приведённого угла трения ρ'. Значит, если приведённый угол трения ρ' больше угла подъёма винтовой линии резьбы γ, самопроизвольного движения гайки под действием силы Q не будет. Тогда условие самоторможения в резьбе имеет вид:

$$\rho' \geq \gamma.$$

Приведённый угол трения в резьбе при неподвижном винте

$$\rho'_0 = arctg\frac{f_0}{\beta},$$

где f_0 – коэффициент трения покоя (табл. 3); β – угол наклона рабочей стороны профиля резьбы к торцовой плоскости винта: для трапецеидальной резьбы β = 15°, для упорной β = 3°, для метрической β = 30°.

Таблица 3

Коэффициент трения покоя и скольжения [5]

Трущиеся материалы	Коэффициент трения			
	покоя f_0		скольжения f	
	без смазки	со смазкой	без смазки	со смазкой
сталь - бронза	0,12	0,08…0,10	0,10	0,07-0,09
сталь – сталь	0,15	0,12	0,13	0,08-0,10
сталь – чугун	0,2	0,13	0,15	0,10-0,12
чугун - бронза	0,2	0,15	0,15	0,11-0,13

Картина сил в резьбе при подъёме груза Q (или завинчивании гайки) и при опускании груза (отвинчивании гайки) представлена на рис. 26. Рассмотрим равновесие гайки. На неё действуют осевая сила Q винта, окружная сила F, перемещающая элемент гайки по наклонной плоскости витка резьбы винта вверх (см. рис. 26, *а*), а также сила реакции R винта на гайку.

Силу F в резьбе создаёт вращающий момент на рукоятке винта $T_{раб}$. Суммарная нормальная сила реакции со стороны винта, вызванная внешними активными силами Q и F, действует на гайку и равна N_Σ. При движении гайки вверх под действием силы F на неё также действует и сила трения $F_{тр}$. Тогда полная сила реакции винта на гайку равна R. Гайка находится в равновесии. Уравнение равновесия в векторной форме имеет вид

$$\vec{Q} + \vec{F} + \vec{N}_\Sigma + \vec{F}_{тр} = 0.$$

Уравнение проекции сил на плоскость скольжения

$$-Q \cdot \sin\gamma + F \cdot \cos\gamma - N_\Sigma \cdot tg\rho' = 0,$$

где

$$N_\Sigma = N_Q + N_F\,,\ N_Q = Q\cdot\cos\gamma\,,\ N_F = F\cdot\sin\gamma\,.$$

После подстановки и преобразований получаем формулу требуемой окружной силы для перемещения элемента гайки

$$F = Q\cdot\mathrm{tg}(\gamma+\rho')\ .$$

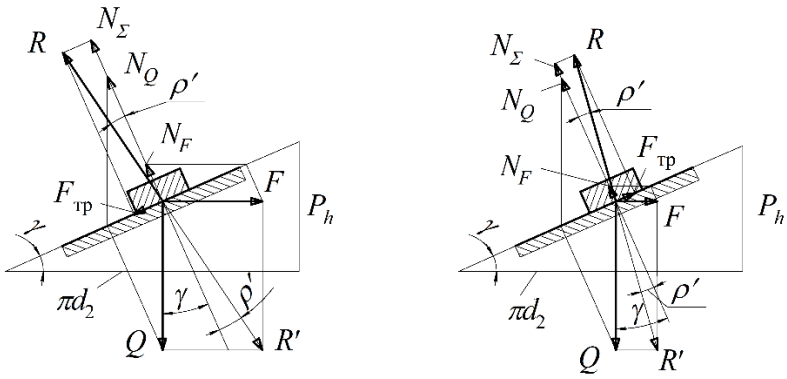


Рис. 26. Силы в резьбе винта и гайки при подъёме (*а*) и опускании (*б*) груза *Q*

Эта сила преодолевает силу трения в резьбе $F_{тр}$ и, при этом, совершает полезную работу по подъёму груза *Q* на высоту хода резьбы $P_h = P\cdot n$ за один оборот рукоятки винта или гаечного ключа. Эта формула очевидно следует из рис. 26, *а*. Из рис. 26, *б* также очевидно следует формула для силы *F* в случае опускания груза *Q*, а именно

$$F = Q\cdot\mathrm{tg}(\gamma-\rho')\,.$$

При подъёме груза (см. рис. 26, *а*) за один оборот рукоятки винтового механизма сила *F* пройдёт окружной путь на среднем диаметре резьбы, равный πd_2. При этом, сила *Q*, совершая полезную работу, поднимется по витку резьбы на высоту P_h. Тогда КПД резьбы при подъёме груза

$$\eta = \frac{Q\cdot P_h}{F\cdot\pi d_2} = \frac{P_h}{\mathrm{tg}(\gamma+\rho')\cdot\pi d_2} = \frac{\mathrm{tg}\gamma}{\mathrm{tg}(\gamma+\rho')}\,.$$

При опускании груза Q (см. рис. 26, *б*), полезную работу совершает сила F. Сила F в этом случае является силой полезного сопротивления, при этом обеспечивает «подтормаживание» движущей силы Q и равномерное, без ускорения, скольжение гайки. Тогда при условии затрачиваемой работы грузом Q на пути P_h и совершаемой полезной работы силой F на пути πd_2 получим формулу КПД резьбы:

$$\eta = \frac{F \cdot \pi d_2}{Q \cdot P_h} = \frac{\mathrm{tg}(\gamma - \rho') \cdot \pi d_2}{P_h} = \frac{\mathrm{tg}(\gamma - \rho')}{\mathrm{tg}\gamma}.$$

В самотормозящей паре $\gamma < \rho'$ и КПД будет отрицательным, что показывает отсутствие движения при действии сил по рис. 26, *б*.

5. МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА ВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА.

5.1. Расчёт винта

5.1.1. Определение среднего диаметра резьбы

Основная причина выхода из строя винтовых механизмов – изнашивание витков резьбы. В целях уменьшения износа применяют антифрикционные пары материалов (стальной винт и чугунная или бронзовая гайка), смазку трущихся поверхностей, принимают малые допускаемые давления. Например, для пары улучшенная сталь-бронза принимают $[q]$=7–8 МПа, при использовании пары закалённая сталь – бронза – $[q]$=10–15 МПа, [2].

Условие износостойкости имеет вид

$$q = \frac{Q}{F_{\text{рез}}} \le [q], \qquad (1)$$

где q – давление на витках резьбы; Q – осевая сила на винте; $F_{\text{рез}} = \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z$ – площадь поверхности резьбы в контакте винта и гайки; d_2 – средний диаметр резьбы, H_1 – рабочая высота профиля резьбы (см. рис. 21, 23), $z = H_Г/P$ – число витков в гайке высотой $H_Г$ при шаге резьбы P.

Коэффициент высоты гайки принимают по конструктивным соображениям в пределах $\psi_H = H_Г/d_2 = 1{,}5–2{,}5$.

Коэффициент высоты резьбы $\psi_h = H_1/P$ – в зависимости от типа резьбы: $\psi_h = 0{,}5$ – для трапецеидальной и $\psi_h = 0{,}75$ – для упорной.

После подстановки площади резьбы в (1) получим формулу проектного расчёта для среднего диаметра резьбы, удовлетворяющего условию износостойкости

$$d_2 = \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot \psi_h \cdot \psi_H \cdot [q]}}\,. \qquad (2)$$

5.1.2.Определение внутреннего диаметра резьбы

Внутренний диаметр резьбы d_3 определяется из условия устойчивости. При этом винт в расчётной схеме рассматривается в виде стержня, работающего на продольный изгиб от силы Q. Условие устойчивости, имеет вид

$$Q \le \frac{Q_{кр}}{[n]}\,, \qquad (3)$$

где $Q_{кр} = \sigma_{кр} \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}$ – критическая нагрузка на стержень (винт); $[n] = 4 - 5$ - коэффициент запаса, $\sigma_{кр}$ - критические напряжения, определяемые в зависимости от параметра гибкости винта λ либо по формуле Эйлера, либо по формуле Ясинского.

Параметр гибкости

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i}\,, \qquad (4)$$

где μ – коэффициент приведения длины, зависящий от способа закрепления концов винта, рис. 27; l – наибольшая длина сжатой части винта – расстояние от середины гайки до опорной поверхности; i – радиус инерции сечения винта, определяемый по формуле

$$i = \sqrt{\frac{J_x}{A}} = 0{,}25 d_3\,, \qquad (5)$$

где J_x – осевой момент инерции поперечного сечения винта; A – площадь поперечного сечения винта; d_3 – внутренний диаметр резьбы винта.

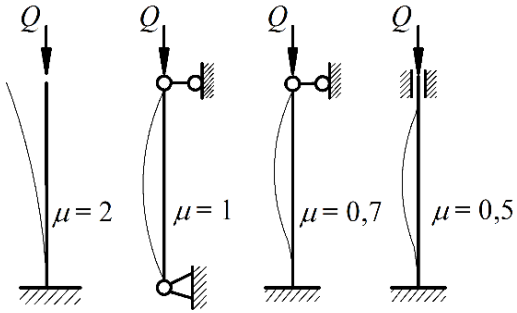


Рис.27. Коэффициент μ при различных способах закрепления концов стержня

Если λ принимает значения до 40, то проверка винта на устойчивость не требуется. При λ, лежащем в диапазоне от 40 до 100, критические напряжения определяются по формуле Ясинского:

$$\sigma_{кр} = a - b \cdot \lambda, \qquad (6)$$

где для сталей, используемых при изготовлении винтов, можно принимать a = 310 МПа и b = 1,14 МПа.

Если λ > 100, то критические напряжения определяются по формуле Эйлера

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}, \qquad (7)$$

где $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости стали.

Внутренний диаметр d_3 определяют методом последовательных приближений.

Принимают в первом приближении $d_3^{(1)} = 0{,}9 d_2$. Далее, в первом приближении определяют гибкость винта $\lambda^{(1)}$ по формуле (4) с учётом (5) и критическое напряжение $\sigma_{кр}^{(1)}$ по формулам (6) или (7) в зависимости от величины гибкости $\lambda^{(1)}$.

Затем проверяют выполнение условия устойчивости (3) для принятого диаметра винта. Если условие выполняется, то цикл приближений заканчивается. Если условие не выполняется, то во втором приближении принимается увеличенное значение диаметра, например $d_3^{(2)} = 1{,}2 d_3^{(1)}$. Далее выполняют расчёты $\lambda^{(2)}$, $\sigma_{кр}^{(2)}$, проверяют условие устойчивости (3) во втором цикле и т.д. Расчёт заканчивается, если в некотором *i*-ом приближении, выполняется условие (3) в виде

$$Q \le \frac{Q_{кр}^{(i)}}{[n]} \le 1{,}4Q .$$

Из условия устойчивости (3) с учётом гибкости (4) и критических напряжений (6) и (7) можно получить, без выполнения процедуры последовательных приближений, формулы для определения внутреннего диаметра резьбы d_3 для гибких стержней Эйлера (при $\lambda > 100$) в виде

$$d_3 \ge \sqrt[4]{\frac{64\mu^2 \cdot l^2 \cdot [n] \cdot Q}{\pi^3 \cdot E}} , \qquad (8)$$

и для жёстких стержней по Ясинскому (при $\lambda < 100$)

$$d_3 \ge \frac{4b \cdot \pi \cdot \mu \cdot l + 4 \cdot \sqrt{(b \cdot \pi \cdot \mu \cdot l)^2 + a \cdot \pi \cdot [n] \cdot Q}}{2\pi \cdot a} . \qquad (9)$$

Диаметр d_3 определяется следующим образом. Например, по формуле (8), затем по формуле (4) в целях проверки, определяется при полученном диаметре гибкость винта λ. Если полученное значение λ лежит в пределах применения этой формулы (8), то диаметр найден верно. Если нет, то необходимо рассчитать диаметр по формуле (9). Рассчитанный диаметр должен быть не меньше, чем $0{,}9d_2$ для обеспечения условия износостойкости резьбы. Если из (8) или (9) диаметр $d_3 < 0{,}9d_2$, то необходимо принять $d_3 = 0{,}9d_2$.

5.1.3.Выбор стандартных параметров резьбы

При проектировании винтовых механизмов с ходовыми (грузовыми) винтами рекомендуется применять трапецеидальную однозаходную резьбу. В случае действия значительной осевой силы, постоянной по направлению, рекомендуется применять упорную резьбу (см. главу 2). Основные размеры трапецеидальной и упорной резьб приведены в табл. 1П, 2П. Из стандартного ряда номинальных диаметров выбирается ближайший больший к расчётному внутренний диаметр резьбы d_3. При этом для соблюдения норматива по числу витков z в гайке, не превышающего $z = 12$, и выполнения условия самоторможения, рекомендуется выбирать средний шаг резьбы P из диапазона шагов для данного номинального диаметра резьбы d (см. табл. 1П и 2П приложения). В дальнейших расчётах необходимо применять выбранные с помощью d_3 стандартные параметры: диаметры – d, d_2, d_3 и шаг P.

5.1.4.Проверка выполнения условия самоторможения в резьбе.

С учётом запаса самоторможения k условие самоторможения (см. главу 4) примет вид

$$k = \frac{\rho'}{\gamma} \geq 1{,}3\,,$$

где γ – угол подъёма винтовой линии резьбы, ρ' – приведённый угол трения.

Если условие самоторможения не выполняется, то необходимо либо уменьшить ранее выбранный из ГОСТа шаг резьбы, либо увеличить диаметр винта (увеличить d_3 и, следовательно, d и d_2).

5.1.5.Определение момента сил трения в резьбе

Момент сил трения в резьбе определяется по формуле [2]

$$T_{\text{рез}} = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\beta + \rho'). \qquad (13)$$

5.1.6.Определение момента сил трения в пяте винта

Применительно к нажимным механизмам необходимо рассматривать момент сил трения в пяте винта. Формула момента зависит от конструкции пяты винта. На рис. 28 приведён вариант конструкции пяты, в которой выполнен резьбовой участок для навинчивания на него нажимного подпятника, чем и обеспечивается его свободное крепление к винту. Здесь $d_ш$ – диаметр шейки винта, принимаемый $0{,}9d_З$; $d_П$ – диаметр пяты винта, принимаемый также $0{,}9d_З$.

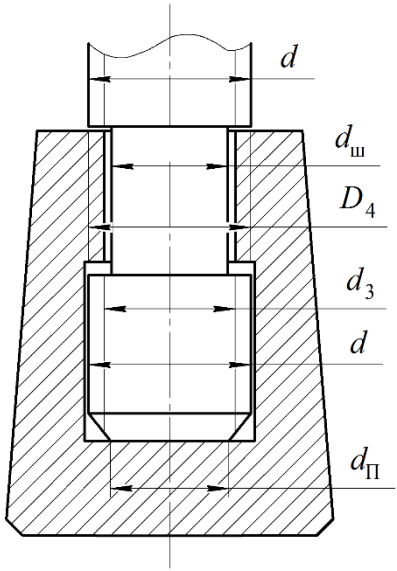


Рис. 28. Конструкция пяты винта

Для сплошной пяты момент сил трения

$$T_П = \frac{1}{3} f \cdot Q \cdot d_П, \qquad (14)$$

где f – коэффициент трения в паре сталь–сталь (см. табл. 3).

5.1.7.Определение длины рукоятки винта

Длина рукоятки $L_р$ определяется из уравнения равновесия моментов сил на винте. На винт действует вращающий момент T, создаваемый приложенной к рукоятке силой рабочего $P_{раб}$, и моменты сил трения в резьбе и в пяте винта. Тогда

$$T = T_{рез} + T_п, \qquad (15)$$

где $T = P_{раб} \cdot L_р$.

Отсюда требуемая длина рукоятки

$$L_р = \frac{T_{рез} + T_п}{P_{раб}}. \qquad (16)$$

Усилие рабочего $P_{раб}$ при длительной работе можно принять 150–200 Н. Максимальная длина рукоятки должна быть не более 1 м, иначе необходимо изменить конструкцию пяты для существенного уменьшения момента сил трения в пяте. Возможна установка упорного подшипника в пяте винта. Если расчётная длина рукоятки не превышает 100 мм, то необходимо принять с учётом ширины ладони рабочего конструктивную длину

$$L_к = L_р + 100, \text{ мм.}$$

5.1.8.Определение диаметра рукоятки

Рукоятку можно рассматривать в расчётной схеме в виде консольной балки, жёстко защемлённой в головке винта и загруженной силой рабочего на свободном конце. При этом рукоятка работает на изгиб. Условие прочности на изгиб в опасном сечении

$$\sigma_и = \frac{M_и}{W_и} = \frac{P_{раб} \cdot L_р}{\left(\frac{\pi \cdot d_р^3}{32}\right)} \le [\sigma], \qquad (17)$$

где $W_и$ – момент сопротивления изгибу (осевой момент сопротивления круга) сечения рукоятки диаметра $d_р$; $[\sigma]$ – допускаемые напряжения материала рукоятки. Для рукоятки, выполненной из стали Ст3 можно принять $[\sigma] = 100$ МПа.

Из условия прочности (17) получим формулу для требуемого диаметра рукоятки

$$d_{\text{р}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot P_{\text{раб}} \cdot L_{\text{р}}}{\pi \cdot [\sigma]}}\ . \qquad (18)$$

5.1.9.Проверочный расчёт винта

Известны размеры винта, внешние нагрузки и прочностные характеристики материала винта. Далее необходимо проверить его работоспособность, которая заключается в проверке выполнения условий прочности в опасных сечениях винта по соответствующим видам деформаций и напряжений. На винт действует осевая сила, вращающий момент со стороны рабочего и моменты сил трения (см. п. 5.1.5–5.1.7.). Эпюры осевых сил и крутящих моментов даны на рис. 29.

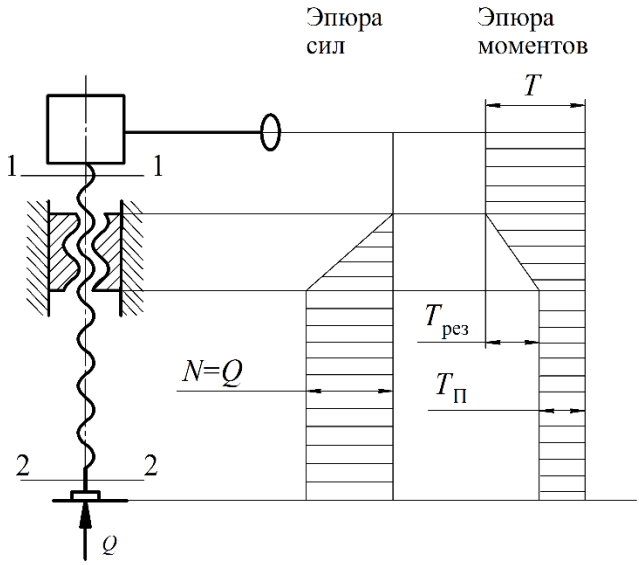


Рис. 29. Эпюры сил и моментов на винте

Из эпюр следует, что винт в поперечном сечении работает на сжатие и кручение. Опасными являются сечения 1–1 и 2–2 в местах шейки винта. В сечении 1–1 действуют только напряжения кручения от момента на рукоятке T, создаваемого рабочим. Тогда условие прочности в этом сечении имеет вид

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_р} = \frac{T}{\left(\frac{\pi \cdot d_ш^3}{16}\right)} \le [\tau]. \qquad (19)$$

В сечении 2–2 винт работает на сжатие от силы Q и кручение от момента сил трения в пяте винта $T_п$. Условие прочности по эквивалентным напряжениям по гипотезе наибольших касательных напряжений в случае одновременного действия нормальных и касательных напряжений:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2} \le [\sigma]. \qquad (20)$$

Напряжения сжатия и кручения соответственно

$$\sigma_{сж} = \frac{Q}{\left(\frac{\pi \cdot d_ш^2}{4}\right)} \qquad (21),$$

$$\tau_{кр} = \frac{T_п}{\left(\frac{\pi \cdot d_ш^3}{16}\right)}. \qquad (22)$$

Допускаемое напряжение, например для нормализованной стали 35 с пределом текучести $\sigma_т$ = 320 МПа при трёхкратном запасе прочности S:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{S} = \frac{320}{3} = 107\,\text{МПа}.$$

$$[\tau] \approx 0{,}6[\sigma]$$

Винт работоспособен, если выполняются условия прочности (19) и (20) в сечениях шейки винта.

5.2. Расчёт гайки

В ходе конструктивного расчёта при заданной нагрузке и прочностных характеристиках материала определяются размеры бронзовой гайки.

5.2.1. Высота гайки

Эскиз гайки дан на рис. 30. Известно (см. 5.1.1), что относительная высота гайки

$$\psi_H = H_Г / d_2 .$$

Тогда высота гайки

$$H_Г = \psi_H \cdot d_2 . \qquad (23)$$

При известной высоте гайки и шаге резьбы *P* необходимо проверить выполнение условия по максимальному числу витков в гайке:

$$z = \frac{H_Г}{P} \le [z_{max}] = 12 \qquad (24)$$

Оптимальными являются значения z = 6–10

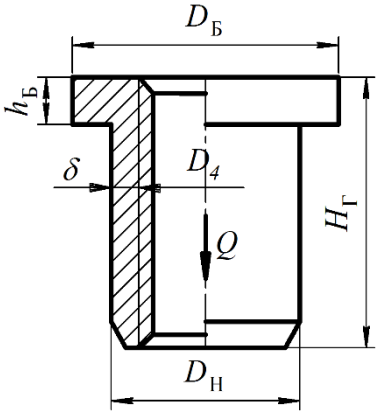


Рис. 30. Эскиз гайки

Если условие (24) не выполняется необходимо увеличить шаг, не забывая при этом проверить выполнение условия самоторможения.

5.2.2. Наружный диаметр гайки

Гайка в поперечном сечении работает на растяжение от силы Q и кручение от момента сил трения в резьбе $T_{рез}$. Условие прочности по эквивалентным напряжениям имеет вид

$$\sigma_{экв} = \frac{1{,}3Q}{\left(\frac{\pi}{4}\cdot\left(D_{Н}^{2} - D_{4}^{2}\right)\right)} \le [\sigma], \qquad (25)$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий влияние напряжений кручения; $D_{Н}$ – наружный диаметр гайки; D_4 – наружный диаметр внутренней резьбы (для упорной резьбы $D_4 = D$); [σ] – допускаемые напряжения для материала гайки. Например, для бронзы БрО10Ф1 (см. табл. 2) имеем

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{т}}{S} = \frac{140}{2{,}3} = 60 \text{ МПа}.$$

Определение коэффициента запаса S см. в [5].

Из условия прочности (25) получают формулу для расчёта наружного диаметра гайки в виде

$$D_{Н} \ge \sqrt{\frac{4\cdot 1{,}3\cdot Q}{\pi\cdot[\sigma]} + D_{4}^{2}}\,. \qquad (26)$$

Если толщина стенки гайки $\delta = 0{,}5(D_{Н} - D_4)$ меньше 3 мм, то следует принять δ = 3,0 и скорректировать величину наружного диаметра гайки по формуле (см. рис. 30)

$$D_{Н} = D_4 + 2\delta = D_4 + 2\cdot 3. \qquad (27)$$

Расчётный диаметр необходимо округлить в большую сторону до целых значений миллиметров.

5.2.3. Диаметр буртика гайки

Гайка своим буртиком опирается на корпус механизма (рис. 31). Опорная кольцевая поверхность буртика воспринимает осевую силу винта и, следовательно, работает на смятие. Условие смятия имеет вид

$$\sigma_{см} = \frac{Q}{\left[\frac{\pi}{4}\cdot\left(D_{Б}^{2} - D_{Н}^{2}\right)\right]} \le [\sigma_{см}] = [\sigma]. \qquad (28)$$

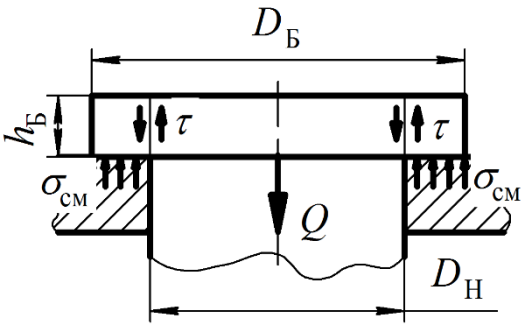


Рис. 31. К расчёту буртика гайки

Отсюда требуемый диаметр буртика

$$D_Б \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot [\sigma]} + D_Н^2}\ . \qquad (29)$$

Ширина опорной поверхности буртика $\Delta = 0{,}5(D_Б - D_Н)$ не должна быть меньше 3,0 мм. Если $\Delta < 3{,}0$, то необходимо принять $\Delta = 3{,}0$ и скорректировать диаметр буртика по формуле

$$D_Б = D_Н + 2\Delta\,. \qquad (30)$$

Расчётный диаметр необходимо округлить в большую сторону до целых значений миллиметров.

5.2.4. Высота буртика гайки

5.2.4.1. Высота из условия прочности на срез

Буртик, при восприятии силы Q, работает на срез по цилиндрической поверхности диаметром $D_Н$ и высотой, равной высоте буртика $h_Б$ (см. рис. 31). Условие прочности буртика на срез

$$\tau_{ср} = \frac{Q}{\pi \cdot D_Н \cdot h_Б} \leq [\tau] = 0{,}6[\sigma]. \qquad (31)$$

Отсюда требуемая высота буртика

$$h_Б \geq \frac{Q}{\pi \cdot D_Н \cdot [\tau]}. \qquad (32)$$

5.2.4.2. Высота из условия прочности на изгиб

Вследствие погрешности изготовления буртика или гайки возможна работа буртика на изгиб, рис.32.

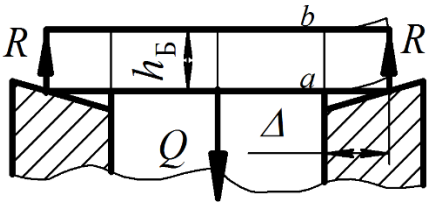


Рис. 32. Изгиб буртика

Интенсивность силы реакции гайки R равномерно распределена по кольцевой окружности буртика и можно считать, что буртик работает на изгиб. Развернём на плоскость по диаметру $D_Н$ кольцо буртика. Получим параллелепипед, который можно рассматривать в виде балки, работающей на изгиб (рис.33). При этом Δ является длиной консольной балки, а сечение ab является неподвижным защемлением в тело гайки (сечение защемления заштриховано). Изгиб балки происходит относительно оси x, следовательно необходимо использовать момент сопротивления сечения W_x относительно оси x. Условие прочности имеет вид

$$\sigma_и = \frac{Q \cdot \Delta}{\left(\dfrac{\pi \cdot D_Н \cdot h_Б^3}{32}\right)} \le [\sigma]. \qquad (33)$$

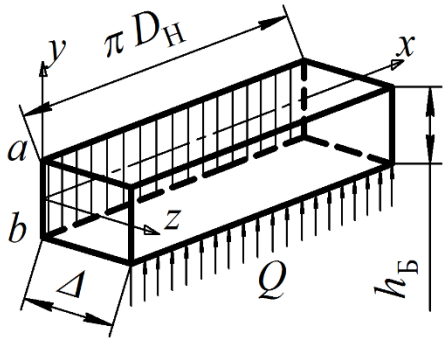


Рис. 33. Расчётная схема буртика

Тогда требуемая высота буртика

$$h_{Б} \geq \sqrt[3]{\frac{32Q \cdot \Delta}{\pi \cdot D_{Н} \cdot [\sigma]}}. \qquad (34)$$

В конструкцию гайки принимают большую высоту бурта из полученных в 5.2.4.1 и 5.2.4.2. Размер округлить до целых значений миллиметров.

6. РАСЧЁТ ДЕТАЛЕЙ КОРПУСА МЕХАНИЗМА

Корпуса винтовых механизмов имеют разнообразные конструкции. Рассмотрим в общем случае корпус в виде стойки таврового сечения, загруженной растягивающей силой P_y и изгибающим моментом M_{Zc} (рис. 34). Стойка работает на растяжение от силы и изгиб от момента. Опасным является тавровое сечение в основании стойки. Изгиб стойки происходит относительно главной центральной оси Z_C, проходящей через центр тяжести сечения тавра C. Напряжения изгиба на крайних правых (сжатых) волокнах сечения (по рис. 34 точка B)

$$\sigma_M^{(B)} = \frac{M_{Zc}}{W_{Zc}} = \frac{M_{Zc}}{\left(\frac{J_{Zc}}{x_{\max}}\right)} \qquad (35)$$

и на крайних левых (растянутых) волокнах (точка A)

$$\sigma_M^{(A)} = \frac{M_{Zc}}{W_{Zc}} = \frac{M_{Zc}}{\left(\frac{J_{Zc}}{x_C}\right)}, \qquad (36)$$

где J_{Zc} – момент инерции сечения тавра относительно главной центральной оси Z_C; x_{max} – расстояние от оси до наиболее удалённого крайнего правого (по рис.34) волокна, для принятого габарита сечения $x_{\max} = 9\delta - x_C$.

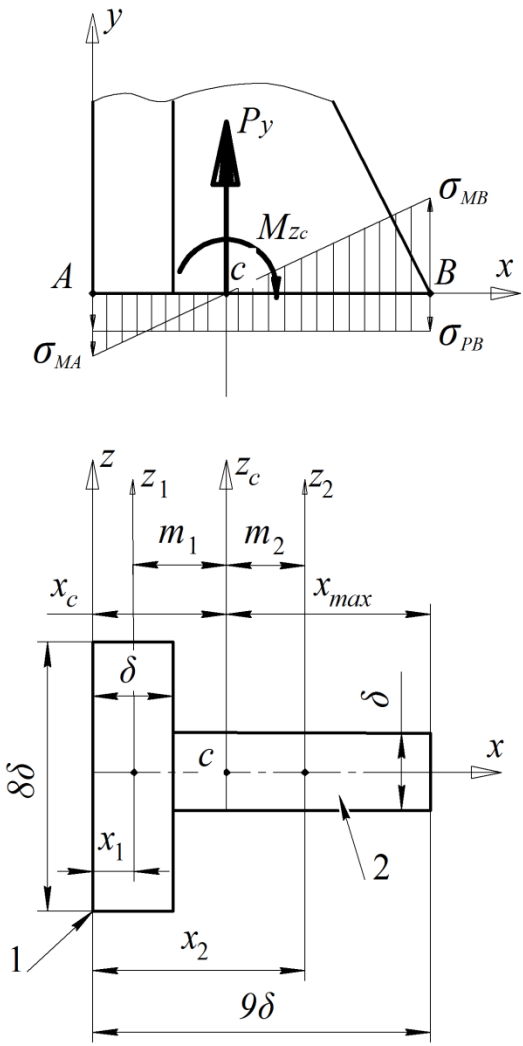


Рис.34. Схема к расчёту корпуса механизма

В системе координат *xz* (см. рис. 34) координата центра тяжести тавра X_C определяется как отношение суммы статических моментов S_{iz} площадей *i*-х фигур-прямоугольников, составляющих тавр, относительно принятой оси *z* к сумме площадей F_i составляющих тавр прямоугольников по формуле

$$x_C = \frac{\sum_{i=1}^{2} S_{iz}}{\sum_{i=1}^{2} F_i} = \frac{x_1 \cdot F_1 + x_2 \cdot F_2}{F_1 + F_2} \qquad (37)$$

Если принять толщину стенки тавра, равной δ и в первом приближении габарит тавра, например, 9δ×8δ, то из (35) в долях δ координата

$$x_C = \frac{0{,}5\delta \cdot 8\delta^2 + 5\delta \cdot 8\delta^2}{8\delta^2 + 8\delta^2} = 2{,}75\delta. \qquad (38)$$

Момент инерции таврового сечения относительно оси Z_C

$$J_{Zc} = J_{1Z_1} + m_1^2 \cdot F_1 + J_{2Z_2} + m_2^2 \cdot F_2, \qquad (39)$$

где J_{1Z_1}, J_{2Z_2} – моменты инерции фигур 1 и 2 относительно собственных осей (см. рис. 34), определяемые по формулам

$$J_{1Z_1} = \frac{\delta^3 \cdot (8\delta)}{12}, \qquad (40),$$

$$J_{2Z_2} = \frac{\delta \cdot (8\delta)^3}{12}; \qquad (41)$$

m_1, m_2 – расстояния от главной центральной оси Z_C до собственных осей Z_1 и Z_2 фигур 1 и 2

$$m_1 = x_C - 0{,}5\delta, \quad m_2 = x_2 - x_C.$$

С учётом (36) $m_1 = m_2 = 2{,}25\delta$.

После подстановки в (37) входящих величин получим формулу главного момента инерции тавра, представленного на рис. 34:

$$J_{Zc} = \frac{\delta^3 \cdot 8\delta}{12} + (2{,}25\delta)^2 \cdot 8\delta^2 + \\ + \frac{\delta \cdot (8\delta)^3}{12} + (2{,}25\delta)^2 \cdot 8\delta^2 = 124{,}37\delta^4 \qquad (42)$$

В первом приближении, без учёта напряжений растяжения, толщину стенки тавра можно определить из (35), если записать его в форме условия прочности $\sigma_M^{(B)} \le [\sigma]$. Получим

$$\sigma_M^{(B)} = \frac{M_{Zc}}{\left(\dfrac{124{,}37\delta^4}{x_{\max} = 6{,}25\delta}\right)} \le [\sigma]. \qquad (43)$$

Откуда требуемая толщина стенки в первом приближении (применительно к сечению тавра $9\delta \times 8\delta$ по рис. 34)

$$\delta \ge 0{,}37 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{Zc}}{[\sigma]}}\ . \qquad (44)$$

Напряжения растяжения от действия силы P_y

$$\sigma_P = \frac{P_y}{F_1 + F_2}\ . \qquad (45)$$

Условие прочности таврового сечения в опасных точках A и B

$$\sigma_\Sigma^{(A)} = \sigma_M^{(A)} + \sigma_P \le [\sigma], \qquad (46)$$

$$\sigma_\Sigma^{(B)} = \sigma_M^{(B)} - \sigma_P \le [\sigma], \qquad (47)$$

где допускаемое напряжение $[\sigma] = \dfrac{\sigma_т}{S}$, для корпуса из стали Ст3 можно принять 100 МПа.

Если условия прочности (46) или (47) не выполняются, необходимо последовательно увеличивать δ до выполнения условий прочности. Вообще, можно было изначально принять другое соотношение габаритных размеров тавра и определить при этом толщину δ. Понятно, что тогда в формуле (44) числовой коэффициент изменится.

7. РАСЧЁТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ КОРПУСА

Конструкции корпусов винтовых механизмов в схемах заданий на курсовую работу содержат сварные соединения. Например, тавровое соединение стойки и плиты основания корпуса (рис.35). Соединения втавр выполняются чаще всего с помощью угловых швов, имеющих катет шва – k. Расчёты на прочность унифицированы и при любой внешней нагрузке выполняются для таких швов по касательным напряжениям в минимальном сечении шва 0,7k.

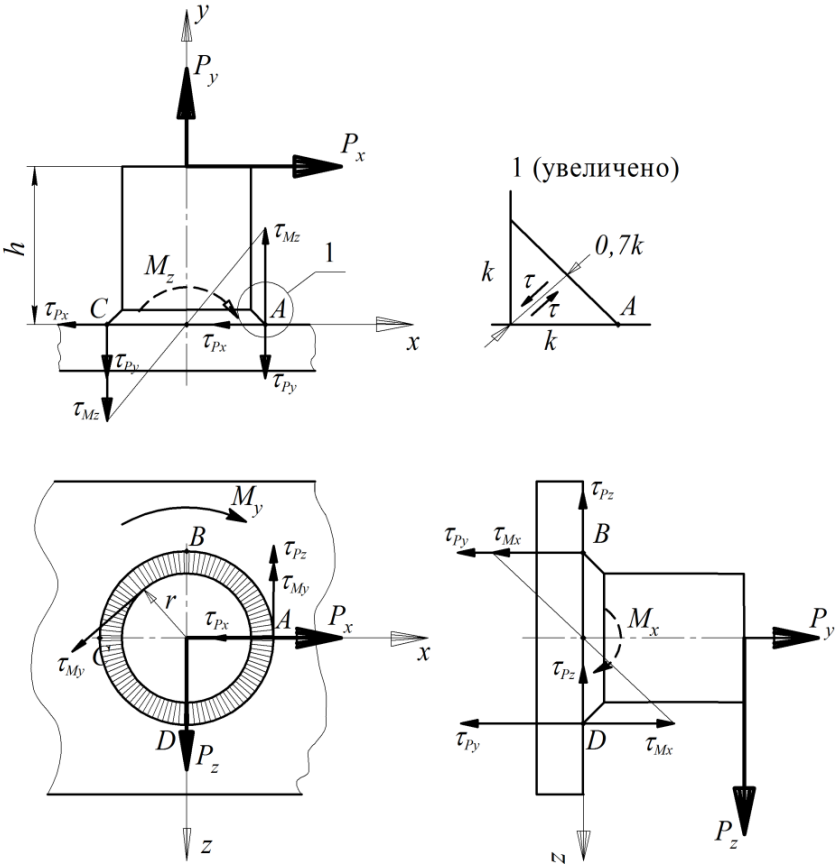


Рис. 35. Расчётная схема сварного таврового соединения

На рис. 35 представлена расчётная схема сварного соединения деталей корпуса применительно к общему случаю силового нагружения шва. Касательные напряжения в минимальном сечении шва развёрнуты под 45° в плоскость действующих нагрузок. Так, сила P_x вызывает напряжения τ_{Px}. На рис. 35 они повёрнуты на 45° в плоскость действия силы P_x. Аналогично показаны повёрнутые напряжения от действия моментов. Например, τ_{Mz} вызваны моментом M_z и т. д. Сочетания направлений действия напряжений от различных сил позволяют выявить наиболее опасные точки сварного шва – точки *A*, *B*, *C*, *D*. Необходимо проверить прочность шва в опасных точках. Из картины напряжений (см. рис. 35) определяются суммарные напряжения в соответствующих точках

$$\tau_A = \sqrt{\left(\tau_{Mz} - \tau_{Py}\right)^2 + \tau_{Px}{}^2 + \left(\tau_{Pz} + \tau_{My}\right)^2}\,, \tag{48}$$

$$\tau_C = \sqrt{\left(\tau_{Mz} + \tau_{Py}\right)^2 + \tau_{Px}{}^2 + \left(\tau_{Pz} - \tau_{My}\right)^2}\,, \tag{49}$$

$$\tau_B = \sqrt{\left(\tau_{Mx} + \tau_{Py}\right)^2 + \tau_{Pz}{}^2 + \tau_{My}{}^2}\,, \tag{50}$$

$$\tau_D = \sqrt{\left(\tau_{Mx} - \tau_{Py}\right)^2 + \tau_{Pz}{}^2 + \tau_{My}{}^2}\,. \tag{51}$$

Напряжения среза, вызываемые действием на корпус механизма внешних сил P_x, P_y, P_z,

$$\tau_{Px} = \frac{P_x}{0{,}7 \cdot k \cdot l_{\text{шв}}}\,, \tag{52}$$

$$\tau_{Py} = \frac{P_y}{0{,}7 \cdot k \cdot l_{\text{шв}}}\,, \tag{53}$$

$$\tau_{Pz} = \frac{P_z}{0{,}7 \cdot k \cdot l_{\text{шв}}}\,, \tag{54}$$

где $l_{\text{шв}}$ – длина шва.

Моменты M_x, M_y, M_z создают в шве напряжения

$$\tau_{M_x} = \frac{M_x}{W_x}\,, \tag{55}$$

$$\tau_{M_y} = \frac{M_y}{W_y}\,, \tag{56}$$

$$\tau_{M_z} = \frac{M_z}{W_z}, \qquad (57)$$

где $W_x = W_z = \frac{J_x}{r} = \frac{\frac{\pi}{64} \cdot \left[(d + 1{,}4 \cdot k)^4 - d^4\right]}{0{,}5 \cdot d}$ – осевой момент сопротивления кольцевого шва в минимальном сечении $0{,}7k$, определяемый через момент инерции J_x;

$W_y = W_p = \frac{\frac{\pi}{32} \cdot \left[(d + 1{,}4 \cdot k)^4 - d^4\right]}{0{,}5 \cdot d}$ – полярный момент сопротивления кручению кольцевого сечения сварного шва.

Условия прочности в опасных точках *A*, *B*, *C*, *D* шва

$$\tau_A \le [\tau'], \quad \tau_B \le [\tau'], \quad \tau_C \le [\tau'], \quad \tau_D \le [\tau'], \qquad (58)$$

где $[\tau']$– допускаемое напряжение на срез металла шва.

Для угловых швов при ручной сварке электродом Э38, Э42, Э50 принимается [1]

$$[\tau'] = 0{,}6 \cdot [\sigma_р], \qquad (59)$$

где $[\sigma_р] = \frac{\sigma_т}{[S]}$ – допускаемое напряжение растяжения основного металла; $\sigma_т$ – предел текучести; $[S]$ – коэффициент запаса, равен 1,2–1,8 для низкоуглеродистых сталей.

8. РАСЧЁТ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Винтовой механизм крепится опорной плитой корпуса к основанию с помощью болтового соединения. Необходимо рассчитать групповое болтовое соединение, загруженное сдвигающей и отрывающей силами и опрокидывающим моментом. Сдвигающая сила действует в плоскости стыка деталей корпуса и основания. Отрывающая сила и момент действуют в плоскости перпендикулярной плоскости стыка. Болты установлены в отверстия с зазором. В этом случае соединение рассчитывается по двум условиям работоспособности. Необходимо выполнить условие отсутствия сдвига де-

талей в стыке под действием сдвигающей силы и условие нераскрытия стыка, вызываемого опрокидывающим моментом и отрывающей силой. Методику расчёта рассмотрим также для общего случая силового нагружения на примере соединения на рис. 36. Здесь силы P_x и P_z, а также момент M_y сдвигают детали в стыке, а сила P_y и опрокидывающие моменты, создаваемые силами P_x и P_z, вызывают раскрытие стыка деталей (плиты корпуса и основания).

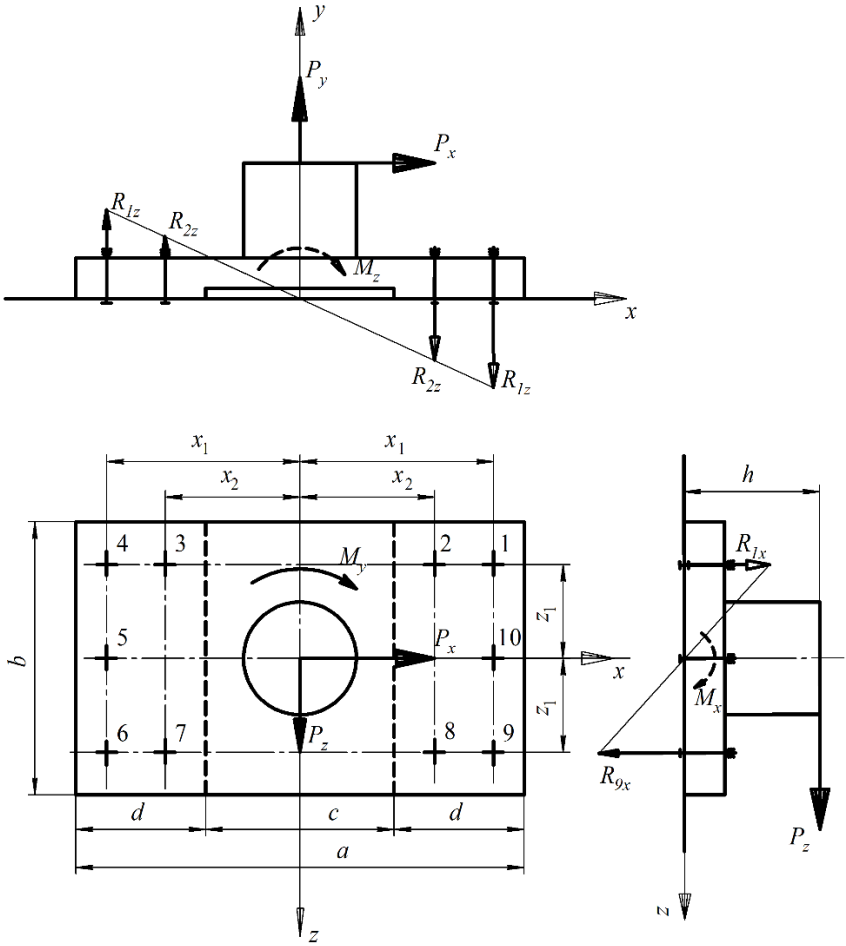


Рис.36. Групповое болтовое соединение, нагруженное силами, раскрывающими стык и сдвигающими детали в стыке

8.1. Определение диаметров болтов из условия нераскрытия стыка

Для обеспечения работоспособности стыка необходимо создать достаточную силу затяжки болтов $P_{зат}$. Тогда напряжения затяжки в стыке

$$\sigma_{зат} = \frac{P_{зат} \cdot n}{F_{ст}}, \qquad (60)$$

где $F_{ст} = 2 \cdot b \cdot d$ – площадь основания стыка деталей; n – число болтов в стыке.

Напряжения, вызванные, раскрывающими стык, силой P_y и моментами M_x и M_z, соответственно

$$\sigma_{P_y} = \frac{P_y}{F_{ст}} \cdot (1 - \chi), \qquad (61)$$

$$\sigma_{M_z} = \frac{M_z}{W_z} \cdot (1 - \chi), \qquad (62)$$

$$\sigma_{M_x} = \frac{M_x}{W_x} \cdot (1 - \chi), \qquad (63)$$

где опрокидывающие моменты относительно главных центральных осей, соответственно, z и x

$$M_z = P_x \cdot h, \quad M_x = P_z \cdot h;$$

W_z, W_x – моменты сопротивления стыка относительно главных центральных осей,

$$W_z = \frac{J_z}{0{,}5 \cdot a}; \quad W_x = \frac{J_x}{0{,}5 \cdot b}; \qquad (64)$$

моменты инерции стыка

$$J_z = \frac{a^3 \cdot b}{12} - \frac{c^3 \cdot b}{12}; \qquad J_x = \frac{2 \cdot b^3 \cdot d}{12}; \qquad (65)$$

χ – коэффициент внешней нагрузки, принимаемый 0,2–0,3.

Условие нераскрытия стыка выполняется если напряжение от затяжки болтов больше суммы напряжений, вызванных силами, раскрывающими стык. В зоне наиболее нагруженного болта 4 (см. рис. 36) условие нераскрытия стыка:

$$\sigma_{\text{мин}} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_{P_y} - \sigma_{M_z} - \sigma_{M_x} \geq 0 . \qquad (66)$$

Если ввести коэффициент запаса плотности стыка ν=1,5–2,5 [1], то условие нераскрытия стыка можно записать в виде

$$\sigma_{\text{зат}} = \left(\sigma_{P_y} + \sigma_{M_z} + \sigma_{M_x}\right) \cdot \nu . \qquad (67)$$

После подстановки сюда (60)–(63) получаем формулу для требуемой силы затяжки

$$P_{\text{зат}} = \frac{\nu \cdot (1-\chi)}{n} \cdot \left(P_y + M_z \cdot \frac{F_{\text{ст}}}{W_z} + M_x \cdot \frac{F_{\text{ст}}}{W_x} \right). \qquad (68)$$

Расчётная сила на наиболее нагруженном крайнем болте 4

$$P_{\text{Б}} = P_{\text{зат}} + \chi \cdot \left(\frac{P_y}{n} + R_{1z} + R_{1x} \right). \qquad (69)$$

Здесь R_{1z}, R_{1x} – растягивающие силы в наиболее нагруженных крайних болтах от действия моментов, соответственно M_z и M_x. Эти силы определяются из условия равновесия моментов в стыке относительно своих осей (см. рис. 36).

$$R_{1z} \cdot z_1 + R_{2z} \cdot z_2 + ... + R_{nz} \cdot z_n = M_z , \qquad (70)$$

$$R_{1x} \cdot z_1 + ... + R_{nx} \cdot z_n = M_x , \qquad (71)$$

где n = 10 – число болтов в стыке.

Имея в виду в пределах закона Гука пропорциональность между силой, деформацией и расстоянием, запишем для растягивающих сил в болтах от действия момента M_z

$$R_{2z} = R_{1z} \cdot \frac{x_2}{x_1} ; \quad R_{3z} = R_{1z} \cdot \frac{x_3 = x_2}{x_1} \quad \text{и т.д.} \quad R_{nz} = R_{1z} \cdot \frac{x_n}{x_1} .$$

Тогда из уравнения равновесия (70) получим формулу для силы в наиболее нагруженных крайних болтах 1, 4, 5, 6, 9, 10

$$R_{1z} = \frac{M_z \cdot x_1}{\sum_{i=1}^{n} x_i^2} . \qquad (72)$$

Аналогичным образом получаем силу в болтах 1–4 и 6–9 от действия внешнего момента M_x

$$R_{1x} = \frac{M_x \cdot z_1}{\sum_{i=1}^{n} z_i^2} \tag{73}$$

Видно, что наиболее нагруженный – болт 4 (см. формулу (69)).

Болт работает на растяжение от силы $P_Б$ и кручение от момента сил трения в резьбе при затягивании болтового соединения до усилия $P_{зат}$. Условие прочности имеет вид

$$\sigma_{экв} = \frac{\psi \cdot P_Б}{\frac{\pi \cdot d_З^2}{4}} \le \left[\sigma_{рез}\right], \tag{74}$$

где $\psi = 1{,}3$ – коэффициент, учитывающий напряжения кручения; $[\sigma_{рез}]$ – допускаемые напряжения при действии на резьбовое соединение постоянной нагрузки:

$$\left[\sigma_{рез}\right] = \frac{\sigma_т}{S}, \tag{75}$$

где S – коэффициент запаса. При неконтролируемой затяжке определяется по формуле [3].

$$S = \frac{2200 \cdot k}{\left[900 - \left(70000 - P_Б\right)^2 \cdot 10^{-7}\right]}, \tag{76}$$

где k = 1,0 при статической нагрузке. Формула применима при $P_Б$ не более 70 кН.

Из условия прочности (74) получаем формулу для внутреннего диаметра резьбы

$$d_З = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot \psi \cdot P_Б}{\pi \cdot \left[\sigma_{рез}\right]}}. \tag{77}$$

8.2.Расчёт соединения по условию отсутствия сдвига деталей в стыке

Если болты установлены в отверстия с зазором, то возможен сдвиг деталей под действием внешних сил P_x, P_z и момента M_y. Затянутые болты создают силу трения, препятствующую сдвигу. Сдвигающая сила, отнесённая к одному болту определяется из уравнений равновесия сил и моментов в стыке (рис. 37):

$$\Sigma X_i = P_x - R_{x1} - R_{x2} - \ldots - R_{xi} - \ldots - R_{xn} = 0;$$
$$\Sigma Z_i = P_z - R_{z1} - R_{z2} - \ldots - R_{zi} - \ldots - R_{zn} = 0; \qquad (78)$$
$$\Sigma M_{iy} = M_y - R_{M1} \cdot r_1 - R_{M2} \cdot r_2 - \ldots - R_{Mi} \cdot r_i - \ldots - R_{Mn} \cdot r_n = 0.$$

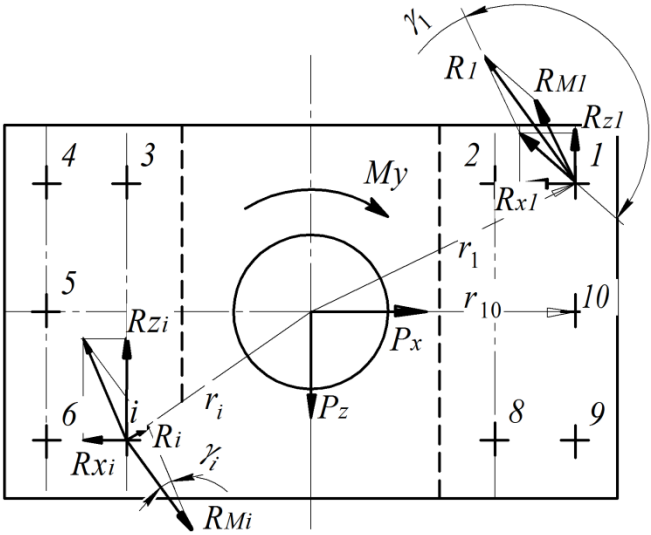


Рис. 37. Расчётная схема сил в соединении при сдвиге деталей в стыке

Отсюда, из первых двух уравнений при одинаковой нагрузке на болты

$$R_{xi} = \frac{P_x}{n}; \quad R_{zi} = \frac{P_z}{n}.$$

Согласно пропорциональности сил смещениям, сила реакции R_{Mi} от действия внешнего момента M_y на любом i–ом болте в зависимости от силы R_{M1} на наиболее нагруженном болте 1

$$R_{Mi} = R_{M1} \cdot \frac{r_i}{r_1}.$$

Подставляя это условие в третье уравнение равновесия (78-3), получаем силу, сдвигающую наиболее нагруженный первый болт под действием внешнего момента M_y

$$R_{M1} = \frac{M_y \cdot r_1}{r_1^2 + \ldots + r_i^2 + \ldots + r_n^2} = \frac{M_y \cdot r_1}{\sum_{i=1}^{n} r_i^2}. \qquad (79)$$

Суммарная сдвигающая сила на наиболее нагруженном первом болте

$$R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{z1}^2 + R_{M1}^2 - 2 \cdot \sqrt{R_{x1}^2 x_1^2 + R_{z1}^2} \cdot R_{M1} \cdot \cos(\gamma_1)}, \qquad (80)$$

где γ_1 – угол, опирающийся на искомую величину $R_i = R_1$.

Условие отсутствия сдвига деталей в стыке соблюдается, если сила трения в расчёте на один болт больше максимальной сдвигающей

$$\left[P_{\text{зат}} - (1-\chi) \cdot \frac{P_y}{n} \right] \cdot f = S_{\text{сд}} \cdot R_1, \qquad (81)$$

где $S_{\text{сд}}$ – коэффициент запаса по сдвигу, $S_{\text{сд}}$ = 1,2–2 [1]; f = 0,15 – коэффициент трения в стыке.

Отсюда требуемая сила затяжки наиболее нагруженного болта 1

$$P_{\text{зат}} = \frac{S_{\text{сд}} \cdot R_1 + (1-\chi) \cdot \frac{P_y}{n} \cdot f}{f}. \qquad (82)$$

Болт работает на растяжение от силы $P_{\text{зат}}$ и кручение от момента сил трения в резьбе при затягивании болтового соединения до усилия $P_{\text{зат}}$. Условие прочности имеет вид

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\psi \cdot P_{\text{зат}}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \le \left[\sigma_{\text{рез}}\right], \qquad (83)$$

Из условия прочности (83) получаем формулу для внутреннего диаметра резьбы

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot \psi \cdot P_{зат}}{\pi \cdot [\sigma_{рез}]}} . \qquad (84)$$

9. ПРИМЕР РАСЧЁТА ВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА

Рассмотрим зажим винтовой с консольной стойкой, схема которого пр иведена рис.38. Исходные данные: осевая сила на винте Q=12000Н, ход винта H=300 мм, расстояние a=180 мм.

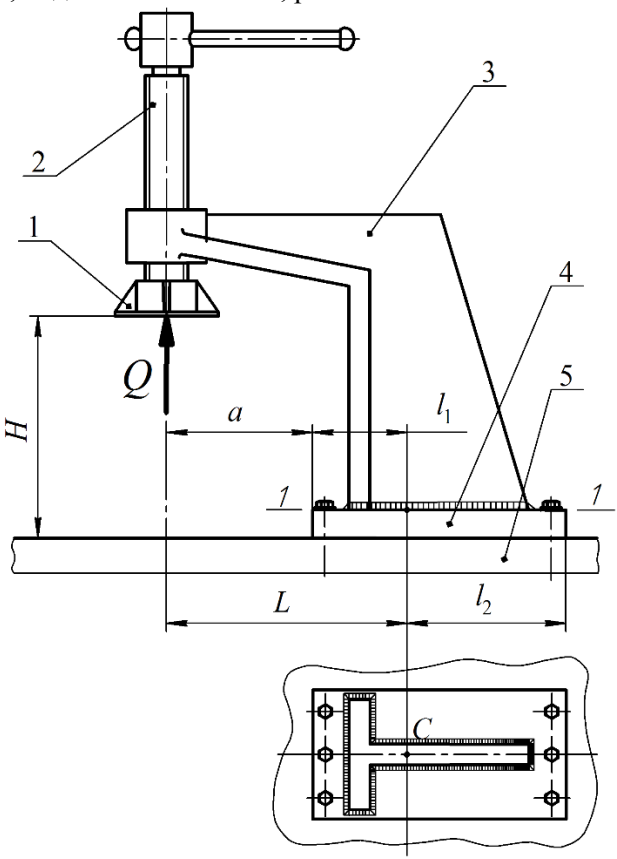


Рис. 38. Зажим одностоечный: 1 – нажимная пята (башмак); 2 – грузовой винт; 3 – стойка корпуса; 4 – основание корпуса (плита); 5 – рабочий стол.

9.1. Расчёт винта

9.1.1. Определение среднего диаметра резьбы

Принимаем к использованию стандартную однозаходную трапецеидальную резьбу ГОСТ 24737-81.

После подстановки числовых значений в (2) получаем

$$d_2 = \sqrt{\frac{12000}{3{,}14 \cdot 0{,}5 \cdot 2{,}0 \cdot 10}} = 19{,}54 \text{ мм.}$$

9.1.2. Определение внутреннего диаметра резьбы

Из формулы (8) получим

$$d_3 \geq \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 1^2 \cdot 340^2 \cdot 5 \cdot 12000}{3{,}14^3 \cdot 2 \cdot 10^5}} = 16{,}34 \text{ мм.}$$

Тогда гибкость винта, см. (4)

$$\lambda = \frac{1{,}0 \cdot 340}{0{,}25 \cdot 16{,}34} = 83{,}03.$$

Значение гибкости оказалось меньше 100, следовательно, необходимо величину диаметра определить по формуле (9)

$$d_3 \geq \frac{4 \cdot 1{,}14 \cdot \pi \cdot 1{,}0 \cdot 340 + 4 \cdot \sqrt{(1{,}14 \cdot \pi \cdot 1.0 \cdot 340)^2 + 310 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 12000}}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 310} = 18{,}39.$$

Тогда из (4) получим гибкость λ=73,76, что меньше 100 и, следовательно, применение (9) для определения d_3 оправдано.

9.1.3. Выбор стандартных параметров резьбы

Ближайшие большие к расчётным диаметрам параметры резьбы по ГОСТ (см. Приложение): d = 24,0 мм; d_2 = 21,5 мм; d_3 = 18,5 мм; P = 5,0.

9.1.4. Проверка выполнения условия самоторможения в резьбе

Угол подъёма винтовой линии резьбы

$$\gamma = \mathrm{arctg}\frac{P}{\pi \cdot d_2} = \mathrm{arctg}\frac{5}{3{,}14 \cdot 21{,}5} = 4{,}23^\circ .$$

Приведённый угол трения в резьбе

$$\rho_0' = \mathrm{arctg}\frac{f_0}{\cos(\beta)} = \mathrm{arctg}\frac{0{,}1}{\cos(15^\circ)} = 5{,}91^\circ .$$

Условие самоторможения выполняется при k > 1,3:

$$k = \frac{\rho'}{\gamma} = \frac{5{,}91}{4{,}23} = 1{,}4 .$$

9.1.5. Определение длины рукоятки

Момент сил трения в резьбе (13)

$$T_{\text{рез}} = 12000 \cdot \frac{21{,}5}{2} \cdot \mathrm{tg}(4{,}23 + 5{,}91) = 23080 \text{ Н·мм}.$$

Момент сил трения в пяте винта (14)

$$T_{\text{П}} = \frac{1}{3} 0{,}15 \cdot 12000 \cdot 0{,}9 \cdot 18{,}5 = 9990 \text{ Н·мм}.$$

Длина рукоятки из условия равновесия моментов на винте (16)

$$L_{\text{р}} = \frac{23080 + 9990}{100} = 330{,}7 \text{ мм}.$$

Принимаем длину рукоятки 350 мм.

9.1.6. Определение диаметра рукоятки

После подстановки в (18) числовых величин получаем диаметр рукоятки

$$d_{\text{р}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot P_{\text{раб}}^{\max} \cdot L_{\text{р}}}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 200 \cdot 350}{3{,}14 \cdot 100}} = 19{,}2 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр рукоятки $d_{\text{р}}$ = 19 мм.

9.1.7. Проверочный расчёт винта

Напряжения сжатия в опасном сечении (2-2) винта (см. рис. 29), определяемые по формуле (21)

$$\sigma_{сж} = \frac{12000}{\left(\frac{3{,}14 \cdot (0{,}9 \cdot d_3)^2}{4}\right)} = 55{,}14\,\text{МПа}.$$

Напряжения кручения в этом сечении в соответствии с (22)

$$\tau_{кр} = \frac{9990}{\left(\frac{3{,}14 \cdot 16{,}65^3}{16}\right)} = 11{,}03\,\text{МПа}.$$

Проверка выполнения условия прочности в сечении (2-2) по формуле (20)

$$\sigma_{экв} = \sqrt{55{,}14^2 + 4 \cdot 11{,}03^2} = 59{,}39\,\text{МПа} \le [\sigma] = 100\ \text{МПа}.$$

Условие прочности в сечении (1-1)

$$\tau_{кр} = \frac{23080 + 9990}{\left(\frac{3{,}14 \cdot 16{,}65^3}{16}\right)} = 46{,}44\,\text{МПа} \le [\sigma]\ \text{МПа}.$$

Условие прочности выполнено в обоих сечениях, винт работоспособен.

9.2. Расчёт гайки

9.2.1.Определение высоты гайки

Высоту гайки (см. рис. 30) определим по (23)

$$H_Г = 2{,}0 \cdot 21{,}5 = 43{,}0\ \text{мм}.$$

При этом число витков в гайке (24)

$$z = \frac{43}{5} = 8{,}6 \le [z_{max}] = 12.$$

Условие по числу витков соблюдается.

9.2.2.Наружный диаметр гайки

$$D_{\text{Н}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3 \cdot 12000}{3{,}14 \cdot 60} + 24{,}5^2} = 30{,}52 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_{\text{Н}} = 31$ мм. При этом толщина стенки равна 3,25 мм (см. 5.2.2), что соответствует минимально допустимой.

9.2.3. Диаметр буртика гайки

Из условия прочности на смятие получена формула для диаметра буртика (29), после подстановки в которую числовых значений получаем

$$D_{\text{Б}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 12000}{3{,}14 \cdot 60} + 31^2} = 34{,}87 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр буртика $D_{\text{Б}} = 36$ мм. В этом случае ширина Δ опорной кольцевой поверхности буртика принимает минимально допустимую величину, равную 3 мм (см. формулу(30)).

9.2.4.Высота буртика гайки

Высота буртика из условия прочности на срез (см. рис. 31 и формулу (32))

$$h_{\text{Б}} \geq \frac{12000}{3{,}14 \cdot 30 \cdot 36} = 3{,}54 \text{ мм.}$$

Высота буртика из условия прочности на изгиб (см. рис. 32, 33 и формулу (34))

$$h_{\text{Б}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 12000 \cdot 3{,}0}{3{,}14 \cdot 30 \cdot 60}} = 5{,}89 \text{ мм.}$$

Принимаем высоту буртика $h_{\text{Б}} = 6{,}0$ мм.

9.3. Определение КПД механизма

КПД резьбы в паре винт-гайка (см. гл. 4)

$$\eta_{\text{рез}} = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho')} = \frac{tg\,4{,}25}{tg(4{,}25 + 5{,}91)} = 0{,}42.$$

Для определения КПД механизма рассмотрим затраченную и полезную работы за один оборот рукоятки. Работа приложенного к винту момента на рукоятке обеспечивает преодоление сил трения в резьбе и в пяте винта. При этом, за один оборот рукоятки совершается полезная работа по подъёму груза Q на высоту, равную ходу винта. Тогда КПД механизма

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{Q \cdot P_h}{2\pi \cdot (T_{\text{рез}} + T_{\text{П}})} = \frac{12000 \cdot 5}{2 \cdot 3{,}14 \cdot (23080 + 9990)} = 0{,}29.$$

9.4. Расчёт корпуса

Корпус механизма представляет собой консольную стойку. Примем сечение стойки в виде тавра (рис. 34, 39). Осевая сила Q винта действует на расстоянии L от главной центральной оси Z_C сечения стойки.

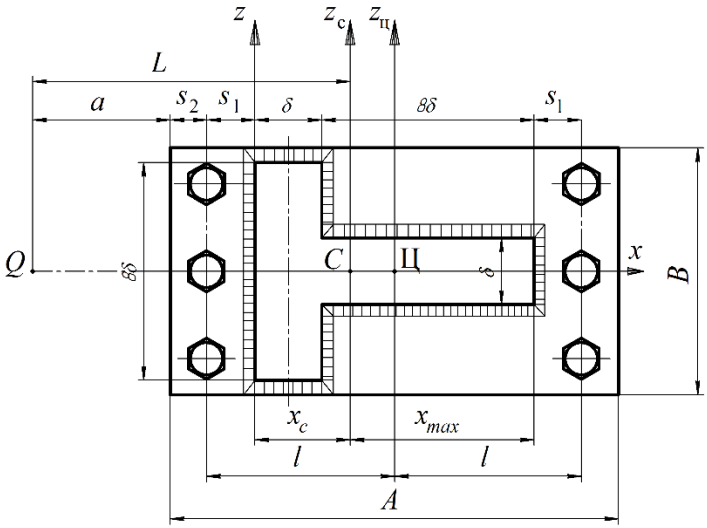


Рис. 39. Тавровое сечение стойки, сварной шов и расположение болтов

Следовательно, стойка в опасном сечении работает на растяжение от силы Q и изгиб от момента $M_{Zc} = Q \cdot L$. Для определения плеча L необходимо найти габариты сечения стойки. Примем размер тавра (см. гл. 6) 9δ x 8δ. Диаметр болтов неизвестен. Тогда примем в первом приближении $s_1 = s_2 = 15$ мм (см. рис. 39). Толщина стенки тавра определяется по формуле (44) при известном моменте M_{Zc}. Формулу (44) запишем так

$$\delta \geq 0{,}37 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q \cdot (a + s_1 + s_2 + 2{,}75 \cdot \delta)}{[\sigma]}},$$

где 2,75δ – расстояние x_C, см. (38).

Отсюда, получаем для определения требуемого значения толщины стенки тавра δ кубическое уравнение в виде

$$[\sigma] \cdot \delta^3 - 2{,}75 \cdot 0{,}37^3 \cdot Q \cdot \delta - 0{,}37 \cdot Q \cdot (a + s_1 + s_2) = 0. \qquad (85)$$

Решение уравнения (85) дано в виде графиков на рис. 40.

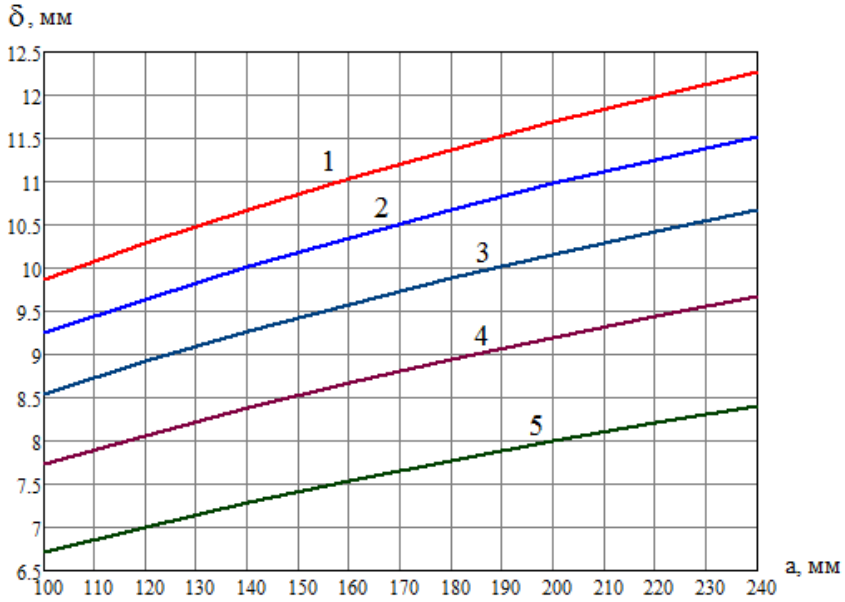


Рис.40. Зависимость толщины стенки от нагрузки Q и расстояния a
1 – Q = 12 кН, 2 – Q = 10 кН, 3 – Q = 8 кН, 4 – Q = 6 кН, 5 – Q = 4 кН

Из рис. 40 следует, что при a = 180 мм и Q = 12000 Н требуемая толщина стенки тавра δ = 11,4 мм.

Принимаем δ = 12. Плечо- L силы Q

$$L = a + s_1 + s_2 + 2{,}8 \cdot \delta = 180 + 15 + 15 + 2{,}8 \cdot 12 = 243{,}6 \text{ мм.}$$

Момент относительно оси Z_C

$$M_{Zc} = Q \cdot L = 12000 \cdot 244 = 2{,}91 \cdot 10^6 \text{ Н·мм.}$$

Момент инерции сечения тавра относительно главной центральной оси по формуле (42)

$$J_{Zc} = \frac{\delta^3 \cdot 8\delta}{12} + (2{,}25\delta)^2 \cdot 8\delta^2 + \frac{\delta \cdot (8\delta)^3}{12} + (2{,}25\delta)^2 \cdot 8\delta^2 =$$
$$= 124{,}37\delta^4 = 124{,}4 \cdot 12^4 = 2{,}58 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Координата центра тяжести тавра в исходной системе координат xz (см. рис. 34, 39) из (38)

$$x_C = 2{,}75\delta = 2{,}75 \cdot 12 = 33 \text{ мм.}$$

Изгибающие напряжения в основании стойки в точках B из формулы (35), см. рис. 34

$$\sigma_M^{(B)} = \frac{M_{Zc}}{W_{Zc}} = \frac{M_{Zc}}{\left(\dfrac{J_{Zc}}{x_{\max}}\right)} = \frac{2{,}91 \cdot 10^6}{\left(\dfrac{2{,}58 \cdot 10^6}{9 \cdot 12 - 33}\right)} = 84{,}6 \text{ МПа.}$$

Изгибающие напряжения по рис. 34 в точках A по формуле (36)

$$\sigma_M^{(A)} = \frac{M_{Zc}}{W_{Zc}} = \frac{M_{Zc}}{\left(\dfrac{J_{Zc}}{x_C}\right)} = \frac{2{,}91 \cdot 10^6}{\left(\dfrac{2{,}58 \cdot 10^6}{33}\right)} = 37{,}9 \text{ МПа.}$$

Напряжения растяжения от силы Q в основании стойки из формулы (45)

$$\sigma_{\text{Р}} = \frac{12000}{8 \cdot 12^2 + 8 \cdot 12^2} = 5{,}2 \text{ МПа.}$$

Суммарные напряжения в опасных точках A и B сечения тавра (46), (47)

$$\sigma_{\Sigma}^{(A)} = \sigma_{M}^{(A)} + \sigma_{P} = 37{,}9 + 5{,}2 = 43{,}1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\Sigma}^{(B)} = \sigma_{M}^{(B)} - \sigma_{P} = 84{,}6 - 5{,}2 = 79{,}4 \text{ МПа}.$$

Напряжения не превышают допускаемое, принятое равным 100 МПа. Условия прочности выполняются, прочность стойки рассчитанного сечения обеспечена.

9.5. Расчёт сварного соединения

Расчёт таврового соединения рассмотрен в гл. 7. Расчётная схема швов применительно к тавру дана на рис. 41. Примем в первом приближении катет углового шва k = 12 мм, имея в виду, что его величина не должна превышать 1,2δ [2]. Расчёт ведётся, как известно, по касательным напряжениям в сечении 0,7k. Из расчётной схемы по рис. 41 следует, что сила Q создаёт в шве напряжения τ_Q, а момент M_{Zc} создаёт напряжения τ_M. Картина напряжений при $Q = P_y$ и $M_{Zc} = M_Z$ дана на рис. 35. на примере кольцевого шва. В нашем примере (см. рис. 39) таврового сечения стойки площадь шва по контуру тавра (рис.41)

$$l_{\text{шв}} = 2 \cdot 8\delta + 2 \cdot 9\delta = 2 \cdot 8 \cdot 12 + 2 \cdot 9 \cdot 12 = 408 \text{ мм}.$$

Из формулы (54) для шва по контуру тавра получаем напряжения от силы Q

$$\tau_Q = \frac{Q}{0{,}7 \cdot k \cdot l_{\text{шв}}} = \frac{12000}{0{,}7 \cdot 12 \cdot 408} = 3{,}5 \text{ МПа}.$$

Момент инерции контура шва вокруг тавра относительно главной центральной оси (см. рис. 41) равен сумме моментов инерции отдельных контуров шва относительно этой оси. Общий контур состоит из швов: 1, 2, 3, 4, 5. При этом, имеем два шва №2, два шва №3 и два шва №4. Каждый шов имеет свой центр тяжести в системе координат XZ. Положение центров тяжести всех пяти швов определяется по рис. 41 в исходной системе координат XZ.

Расстояние от центра тяжести i–го элемента шва до общего центра тяжести C шва определяется размером m_i (i = 1,…,5 – номер шва).

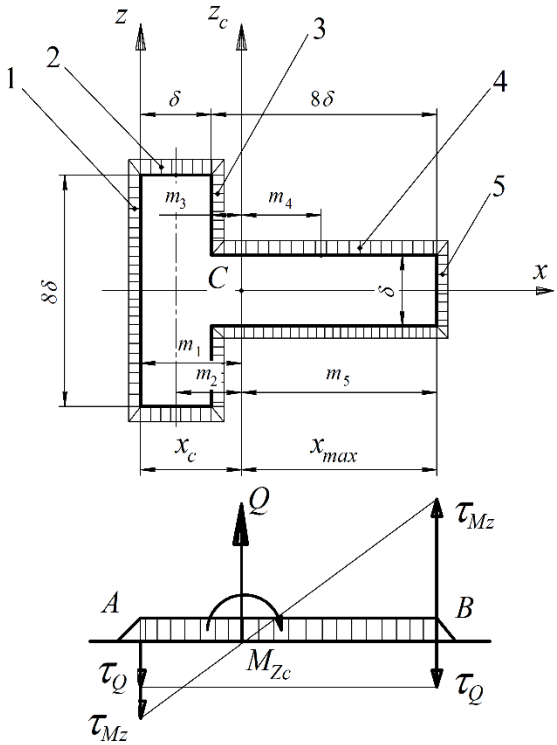


Рис. 41. Контур сварного шва тавра

Момент инерции шва №1 относительно оси Z_C, проходящей через общий центр тяжести швов в точке C (см. рис. 41):

$$J_1 = \frac{(0{,}7k)^3 \cdot 8\delta}{12} + x_c^2 \cdot 8\delta \cdot 0{,}7k = 9{,}151 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

Момент инерции двух швов №2:

$$J_2 = 2 \cdot \frac{\delta^3 \cdot 0{,}7k}{12} + (x_c - 0{,}5\delta)^2 \cdot 2 \cdot 0{,}7k \cdot \delta = 1{,}56 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

Момент инерции двух швов №3:

$$J_3 = \frac{(0{,}7k)^3 \cdot 7\delta}{12} + (x_c - \delta)^2 \cdot 7\delta \cdot 0{,}7k = 3{,}334 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

Момент инерции двух швов №4:

$$J_4 = \frac{(8\delta)^3 \cdot 2 \cdot 0{,}7k}{12} + (5\delta - x_c)^2 \cdot 2 \cdot 0{,}7k \cdot 8\delta = 2{,}363 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

Момент инерции шва №5:

$$J_5 = \frac{(0{,}7k)^3 \cdot \delta}{12} + x_{\max}^2 \cdot 0{,}7k \cdot \delta = 5{,}586 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

Суммарный момент инерции шва относительно главной центральной оси шва

$$J_{Zc} = J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5 = 4{,}34 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Напряжения в точке *A* шва (см. рис. 35 и 41) от действия момента M_{Zc} на основании формулы (57)

$$\tau_{Mzc}^{(A)} = \frac{M_{Mzc}}{W_{Zc}^{(A)}} = \frac{M_{Mzc}}{\left(\dfrac{J_{Zc}}{x_C}\right)} = \frac{2{,}91 \cdot 10^6}{\left(\dfrac{4{,}34 \cdot 10^6}{33}\right)} = 22{,}13 \text{ МПа}.$$

Суммарное напряжение в точке *A* шва по эпюре на рис. 41

$$\tau_{\Sigma}^{(A)} = \tau_Q + \tau_{Mzc}^{(A)} = 3{,}5 + 22{,}1 = 25{,}6 \text{ МПа}.$$

Напряжения в точке *B* шва (см. рис. 35 и 41) от действия момента M_{Zc} на основании формулы (57)

$$\tau_{Mzc}^{(B)} = \frac{M_{Mzc}}{W_{Zc}^{(B)}} = \frac{M_{Mzc}}{\left(\dfrac{J_{Zc}}{9\delta - x_C}\right)} = \frac{2{,}91 \cdot 10^6}{\left(\dfrac{4{,}34 \cdot 10^6}{9 \cdot 12 - 33}\right)} = 50{,}3 \text{ МПа}.$$

Суммарное напряжение в точке *B* шва по эпюре на рис. 41

$$\tau_{\Sigma}^{(B)} = \tau_{Mzc}^{(B)} - \tau_Q = 50{,}3 - 3{,}5 = 46{,}8 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (58) в опасных точках шва выполняется: $\tau_{\Sigma}^{(A)} < [\tau^{/}]$, $\tau_{\Sigma}^{(B)} < [\tau^{/}]$. Допускаемое напряжения сварного шва из формулы (59) для материала сталь Ст.3

$$[\tau'] = 0{,}6 \cdot \frac{200}{1{,}8} = 66 \text{ МПа}.$$

9.6. Расчёт болтовых соединений

Методика расчёта изложена в главе 8. Расстановку шести болтов примем по рис. 39. Под действием силы Q и момента M_{Zc} возможно раскрытие стыка. Следовательно, расчёт болтового соединения необходимо проводить по условию нераскрытия стыка в соответствии с параграфом 8.1. Формула (68) требуемой силы затяжки упрощается и получает вид

$$P_{\text{зат}} = \frac{\nu \cdot (1-\chi)}{n} \cdot \left(Q + M_z \cdot \frac{F_{\text{ст}}}{W_z} \right). \qquad (86)$$

Площадь стыка деталей (см. рис.39 и параграф 9.4 – расчёт корпуса)

$$F_{\text{ст}} = A \cdot B = (9\delta + 2s_1 + 2s_2) \cdot (8\delta + 30) =$$
$$= (9 \cdot 12 + 4 \cdot 15) \cdot (8 \cdot 12 + 30) = 21168 \ мм^2.$$

Момент сопротивления опорной плиты под стойку относительно её главной центральной оси $Z_{\text{Ц}}$

$$W_{\text{Ц}} = \frac{A^2 \cdot B}{6} = \frac{168^2 \cdot 126}{6} = 5{,}93 \cdot 10^5 \text{ мм}^3.$$

После подстановки в (68) числовых значений входящих величин получим силу затяжки

$$P_{\text{зат}} = \frac{1{,}5 \cdot (1 - 0{,}25)}{6} \cdot \left(12000 + 2{,}91 \cdot 10^6 \cdot \frac{2{,}12 \cdot 10^4}{5{,}93 \cdot 10^5} \right) = 21750 \text{ Н}.$$

Сила реакции в болтах от воздействия момента M_Z по формуле (72) применительно к расчётной схеме по рис. 39

$$R = \frac{M_Z}{6l} = \frac{2{,}91 \cdot 10^6}{6 \cdot 0{,}5 \cdot (168 - 30)} = 7{,}03 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Расчётная растягивающая сила на болтах после упрощения формулы (69)

$$P_Б = P_{зат} + \chi \cdot \left(\frac{Q}{n} + R \right) = 21750 + 0{,}25 \cdot \left(\frac{12000}{6} + 7030 \right) = 24008 \text{ Н}.$$

Коэффициент запаса при расчёте допускаемых напряжений для болтов из нелегированных сталей после подстановки числовых значений в формулу (76) принимает величину

$$S = \frac{2200 \cdot 1}{900 - (70000 - 24008)^2 \cdot 10^{-7}} = 3{,}2 .$$

Для уменьшения диаметра устанавливаемых болтов применим болты класса прочности 5.8. При этом, предел прочности $\sigma_В$ = 500 МПа, предел текучести $\sigma_т$ = 400 МПа. Материал болтов – сталь 10.

Тогда допускаемое напряжение из (75)

$$[\sigma_{рез}] = \frac{400}{3{,}2} = 125 \text{ МПа}.$$

Внутренний диаметр резьбы, определяемый по формуле (77), из условия прочности (74)

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3 \cdot 24008}{3{,}14 \cdot 125}} = 17{,}83 \text{ мм}.$$

Необходимо принять болт М24×90 нормальной точности с уменьшенной головкой и длиной болта *l* = 90 мм по ГОСТ 7796–70. Обозначение болта класса прочности 5.8 в спецификации:

Болт М24-6g×90.58 ГОСТ 7796-70.

Итак, расчёты показывают, что если принять число болтов n = 6 по рис. 39, то необходим болт диаметром 24 мм. Для получения в расчёте требуемого диаметра болтов не более 20 мм примем к установке число болтов n = 8. Расстановку болтов примем по рис. 42. Обозначения величин см. на рис. 39.

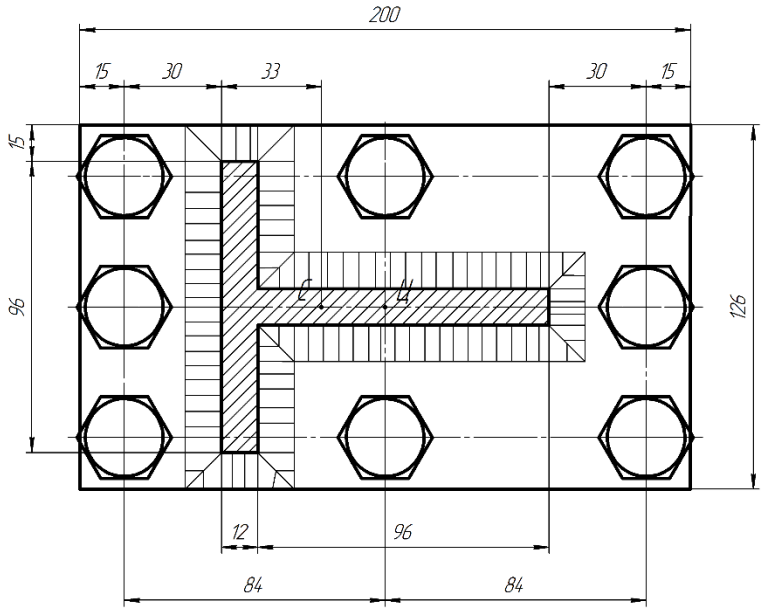


Рис.42. План расположения восьми болтов

Плечо действия силы Q относительно центра тяжести таврового сечения стойки

$$L = 180 + s_1 + s_2 + x_C = 180 + 30 + 15 + 34 = 259 \text{ мм.}$$

Опрокидывающий момент M_{Zc} относительно главной центральной оси сечения тавра Z_C

$$M_{Zc} = Q \cdot L = 12000 \cdot 259 = 3{,}1 \cdot 10^6 \text{ Нмм.}$$

Площадь стыка деталей при установке восьми болтов

$$F_{\text{ст}} = A \cdot B = 200 \cdot 126 = 2{,}52 \cdot 10^4 \text{ мм}^2.$$

Момент сопротивления стыка деталей относительно оси $Z_Ц$

$$W_{\text{ст}} = \frac{A^2 \cdot B}{6} = \frac{200^2 \cdot 126}{6} = 8{,}4 \cdot 10^4 \text{ мм}^3.$$

Требуемая сила затяжки при установке восьми болтов, обеспечивающая нераскрытие стыка (68)

$$P_{\text{зат}} = \frac{1{,}5 \cdot (1 - 0{,}25)}{8} \cdot \left(12000 + 3{,}1 \cdot 10^6 \cdot \frac{2{,}52 \cdot 10^4}{8{,}4 \cdot 10^4} \right) = 14780 \text{ Н.}$$

Сила реакции в крайних болтах от воздействия опрокидывающего момента M_{Zc} по формуле (72)

$$R = \frac{M_{Zc}}{6l} = \frac{3{,}1 \cdot 10^6}{6 \cdot 84} = 6{,}16 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Полная растягивающая сила на крайних шести болтах (69)

$$P_{\text{Б}} = P_{\text{зат}} + \chi \cdot \left(\frac{Q}{n} + R \right) = 14780 + 0{,}25 \cdot \left(\frac{12000}{8} + 6160 \right) = 16690 \text{ Н.}$$

Определение величины коэффициента запаса прочности резьбового участка болта (76)

$$S = \frac{2200 \cdot 1}{900 - (70000 - 14780)^2 \cdot 10^{-7}} = 3{,}57.$$

Допускаемое напряжение для болта принятого класса прочности 5.8 из (75)

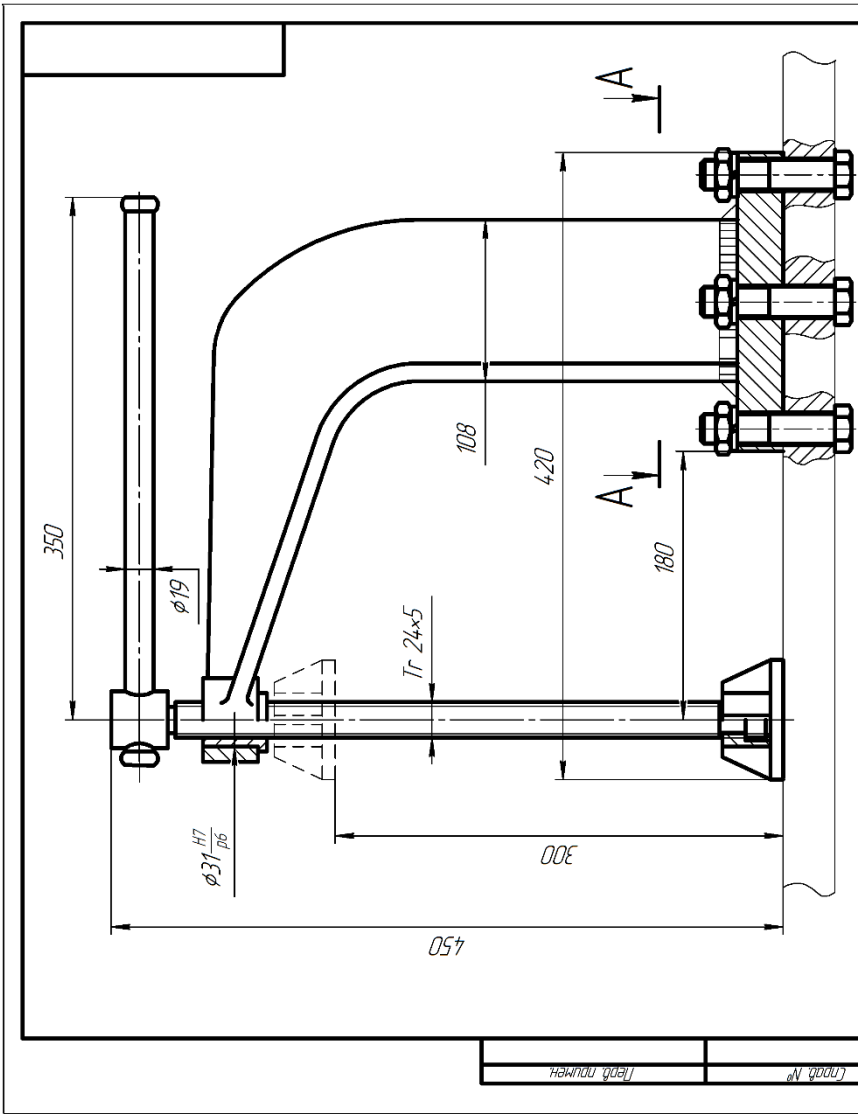
$$[\sigma_{\text{рез}}] = \frac{400}{3{,}57} = 112 \text{ МПа.}$$

Тогда расчётный внутренний диаметр метрической резьбы при установке восьми болтов (77)

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3 \cdot 16690}{3{,}14 \cdot 112}} = 15{,}71 \text{ мм.}$$

Выбираем из ГОСТ 7796–70 болт с уменьшенной головкой под ключ. При толщинах плиты стойки и основания под неё, равными по 30 мм каждая необходимо принять болты М20×90 (обозначение болтов см. в [4], Приложение 3). Эскизная картина расположения болтов, сварных швов и таврового сечения стойки в масштабе даны по результатам расчётов на рис. 42.

Чертёж пресса, рассчитанного и сконструированного по исходным данным, представлен на рис. 43. Требования к чертежу см. [4].


A
A
350
ø19
108
420
180
Tr 24×5
ø31 H7/p6
300
450
Перв. примен.
Справ. №

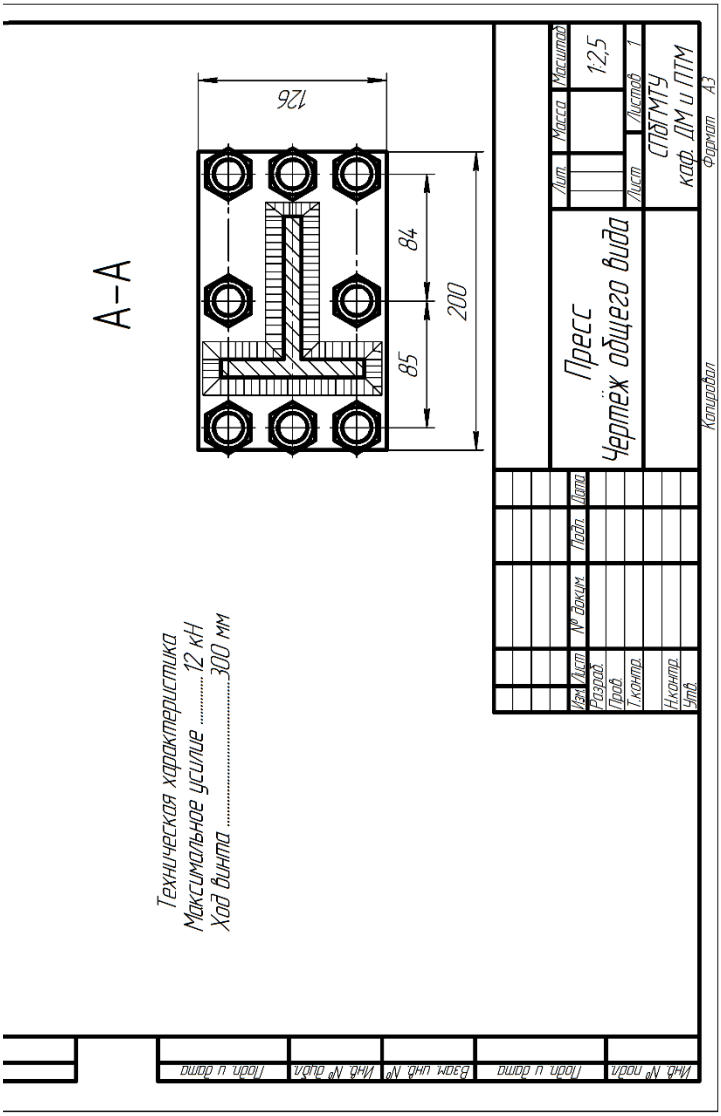
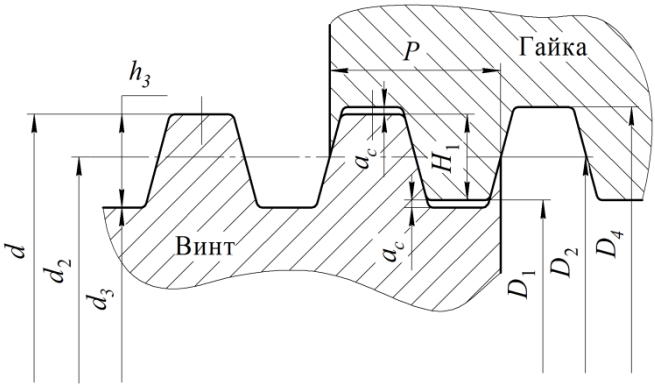


Рис. 43. Чертёж пресса

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Профиль, номинальные диаметры и шаги трапецеидальной однозаходной резьбы (по ГОСТ 9484-81, ГОСТ 24737-81 и ГОСТ 24738-81)



d – наружный диаметр наружной резьбы (винта), d_2 – средний диаметр наружной резьбы, d_3 – внутренний диаметр наружной резьбы, D_4 – наружный диаметр внутренней резьбы (гайки), D_2 – средний диаметр внутренней резьбы, D_1 – внутренний диаметр внутренней резьбы, P – шаг резьбы, a_c – зазор по вершине резьбы, h_3 – высота профиля наружной резьбы, H_1 – рабочая высота профиля резьбы.

Значения диаметров вычислены по формулам:

$$D_1 = d - 2H_1 = d - P$$

$$D_4 = d + 2a_c$$

$$d_2 = D_2 = d - H_1 = d - 0{,}5P$$

$$d_3 = d - 2h_3$$

Таблица1П

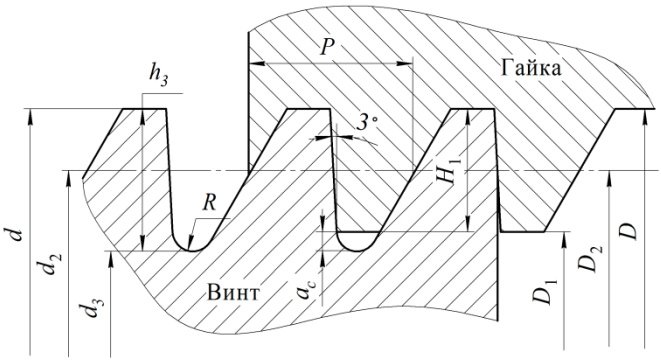
Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Диаметр резьбы, мм				
		наружный		средний	внутренний	
		d	D_4	d_2	d_3	D_1
16	2	16,0	16,5	15,0	13,5	14,0
	$\boxed{4}$	16,0	16,5	14,0	11,5	12,0
18	2	18,0	18,5	17,0	15,5	16,0
	$\boxed{4}$	18,0	18,5	16,0	13,5	14,0
20	2	20,0	20,5	19,0	17,5	18,0
	$\boxed{4}$	20,0	20,5	18,0	15,5	16,0
22	2	22,0	22,5	21,0	19,5	20,0
	3	22,0	22,5	20,5	18,5	19,0
	$\boxed{5}$	22,0	22,5	19,5	16,5	17,0
	8	22,0	23,0	18,0	13,0	14,0
24	2	24,0	24,5	23,0	21,5	22,0
	3	24,0	24,5	22,5	20,5	21,0
	$\boxed{5}$	24,0	24,5	21,5	18,5	19,0
	8	24,0	25,0	20,0	15,0	16,0
26	2	26,0	26,5	25,0	23,5	24,0
	3	26,0	26,5	24,5	22,5	23,0
	$\boxed{5}$	26,0	26,5	23,5	20,5	21,0
	8	26,0	27,0	22,0	17,0	18,0
28	2	28,0	28,5	27,0	25,5	26,0
	3	28,0	28,5	26,5	24,5	25,0
	$\boxed{5}$	28,0	28,5	25,5	22,5	23,0
	8	28,0	29,0	24,0	19,0	20,0
30	3	30,0	30,5	28,5	26,5	27,0
	$\boxed{6}$	30,0	31,0	27,0	23,0	24,0
	10	30,0	31,0	25,0	19,0	20,0
32	3	32,0	32,5	30,5	28,5	29,0
	$\boxed{6}$	32,0	33,0	29,0	25,0	26,0
	10	32,0	33,0	27,0	21,0	22,0
34	3	34,0	34,5	32,5	30,5	31,0
	$\boxed{6}$	34,0	35,0	31,0	27,0	28,0
	10	34,0	35,0	29,0	23,0	24,0

36	3	36,0	36,5	34,5	32,5	33,0
	6	36,0	37,0	33,0	29,0	30,0
	10	36,0	37,0	31,0	25,0	26,0
38	3	38,0	38,5	36,5	34,5	35,0
	6	38,0	39,0	35,0	31,0	32,0
	7	38,0	39,0	34,5	30,0	31,0
	10	38,0	39,0	33,0	27,0	28,0
40	3	40,0	40,5	38,5	36,5	37,0
	6	40,0	41,0	37,0	33,0	34,0
	7	40,0	41,0	36,5	32,0	33,0
	10	40,0	41,0	35,0	29,0	30,0
42	3	42,0	42,5	40,5	38,2	39,0
	6	42,0	43,0	39,0	35,2	36,0
	7	42,0	43,0	38,5	34,0	35,0
	10	42,0	43,0	37,0	31,0	32,0
44	3	44,0	44,5	42,5	40,5	41,0
	7	44,0	45,0	40,5	36,0	37,0
	8	44,0	45,0	40,0	35,0	36,0
	12	44,0	45,0	38,0	31,0	32,0
46	3	46,0	46,5	44,5	24,5	43,0
	8	46,0	47,0	42,0	37,0	38,0
	12	46,0	47,0	40,0	33,0	34,0
48	3	48,0	48,5	46,5	44,5	45,0
	8	48,0	49,0	44,0	39,0	40,0
	12	48,0	49,0	42,0	35,0	36,0
50	3	50,0	50,5	48,5	46,5	47,0
	8	50,0	51,0	45,0	41,0	42,0
	12	50,0	51,0	44,0	37,0	38,0

Примечание. Заключённые в рамки значения шага, являются предпочтительными при разработке новых конструкций.

Приложение 2

Профиль, диаметры, шаги и основные размеры упорной резьбы (по ГОСТ 10177-82)



d – наружный диаметр наружной резьбы (винта), d_2 – средний диаметр наружной резьбы, d_3 – внутренний диаметр наружной резьбы, D – наружный диаметр внутренней резьбы (гайки), D_2 – средний диаметр внутренней резьбы, D_1 – внутренний диаметр внутренней резьбы, P – шаг резьбы, a_c – зазор по вершине резьбы, h_3 – высота профиля наружной резьбы, H_1 – рабочая высота профиля резьбы, R – радиус закругления по впадине наружной резьбы.

Значения диаметров вычислены по формулам:

$$d_2 = D_2 = d - 0{,}75P$$

$$d_3 = d - 2h_3 = d - 1{,}735534P$$

$$D_1 = d - 2H_1 = d - 1{,}5P$$

Таблица 2П

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Диаметр резьбы, мм			
		$d=D$	$d_2=D_2$	d_3	D_1
16	2	16,00	14,50	12,529	13,00
	4	16,00	13,00	9,058	10,00
18	2	18,00	16,50	14,529	15,00
	4	18,00	15,00	11,058	12,00
20	2	20,00	18,50	16,529	17,00
	4	20,00	17,00	13,058	14,00
22	3	22,00	19,75	16,793	17,50
	5	22,00	18,25	13,326	14,50
	8	22,00	16,00	8,116	10,00
24	3	24,00	21,75	18,793	19,50
	5	24,00	20,25	15,322	16,5
	8	24,00	18,00	10,116	12,0
26	3	26,00	23,75	20,793	21,50
	5	26,00	22,25	17,322	18,50
	8	26,00	20,00	12,116	14,00
28	3	28,00	25,75	22,793	23,50
	5	28,00	24,25	19,322	20,50
	8	28,00	22,00	14,116	16,00
30	3	30,00	27,75	24,793	25,50
	6	30,00	25,50	19,587	21,00
	10	30,00	22,50	12,645	15,00
32	3	32,00	29,75	26,793	27,5
	6	32,00	27,50	21,587	23,0
	10	32,00	24,50	14,645	17,0
34	3	34,00	31,75	28,793	29,5
	6	34,00	29,50	23,587	25,0
	10	34,00	26,50	16,645	19,0
36	3	36,00	33,75	30,793	31,5
	6	36,00	31,50	25,587	27,0
	10	36,00	28,50	18,645	21,0

38	3	38,00	37,75	32,793	33,5
	$\boxed{7}$	38,00	32,75	25,851	27,5
	10	38,00	30,50	20,645	23,0
40	3	40,00	37,75	34,793	35,5
	$\boxed{7}$	40,00	34,75	27,851	29,5
	10	40,00	32,50	22,645	25,0
42	3	42,00	39,75	36,794	37,5
	$\boxed{7}$	42,00	36,75	29,851	31,5
	10	42,00	34,50	24,645	27,0
44	3	44,00	41,75	38,793	39,5
	$\boxed{7}$	44,00	38,75	38,851	33,5
	8	44,00	38,00	30,116	32,0
	12	44,00	35,00	23,174	26,0
46	3	46,00	43,75	40,793	41,5
	$\boxed{8}$	46,00	40,00	32,116	34,0
	12	46,00	37,00	25,174	28,0
48	3	48,00	45,75	42,793	43,5
	$\boxed{8}$	48,00	42,00	34,116	36,0
	12	48,00	39,00	27,174	30,0
50	3	50,00	47,75	44,793	45,5
	$\boxed{8}$	50,00	44,00	36,116	38,0
	12	50,00	41,00	29,174	32,0

Примечание. Заключённые в рамки значения шага, являются предпочтительными при разработке новых конструкций.

Список литературы

1. *Данилов В.К., Ноздрина Т.А., Дмитриев Ю.В.* Проектирование винтовых механизмов / Контрольные задания и методические указания для их выполнения. Л.: Изд. ЛКИ, 1988.
2. Детали машин: учебник для вузов /Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; под ред. О.А. Ряховского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007.
3. Детали машин: учебник / Н.А. Бильдюк, С.И. Каратушин, Г.Д. Малышев и др.; под общ. ред. В.Н. Ражикова. – СПб.: Политехника, 2015.
4. *Иванова М.А.* Детали машин и основы конструирования. Правила оформления курсовых проектов и расчётно-графических работ: учеб. пособие. – СПб: Изд-во СПбГМТУ, 2014.
5. *Кривенко И.С.* Проектирование винтовых механизмов: учеб. пособие. – СПб: ИЦ СПбГМТУ, 2001.
6. Rexroth Bosch Group: [Электронный ресурс]. URL: https://www.boschrexroth.com/ru/ru/products_10/product_groups_10/linear_motion_technology_4/screw_assemblies_1/screw_assemblies_9. (Дата обращения 10.04.2017).
7. Pfaff-silberblau: [Электронный ресурс]. URL: http://pfaff-silberblau.su/motion-and-lifting/ .(Дата обращения 20.04.2017).
8. BAHR Modultechnik. Модули линейного перемещения: [Электронный ресурс]. URL: http://www.linemodule.ru/moduli_linejnogo_peremeshhenija.shtml. (Дата обращения 20.04.2017).

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 3
1. Конструктивные разновидности винтовых механизмов и примеры их применения 4
2. Ходовые и крепёжные резьбы 14
3. Материалы винтов и гаек и корпусных деталей 18
4. КПД передачи винт-гайка 19
5. Методика расчёта передачи винт-гайка винтового механизма. 23
5.1. Расчёт винта 23
5.2. Расчёт гайки 32
6. Расчёт деталей корпуса механизма 36
7. Расчёт сварных соединений корпуса 40
8. Расчёт болтовых соединений 42
8.1. Определение диаметров болтов из условия нераскрытия стыка 44
8.2.Расчёт соединения по условию отсутствия сдвига деталей в стыке 47
9. Пример расчёта винтового механизма 49
9.1. Расчёт винта 50
9.2. Расчёт гайки 52
9.3. Определение КПД механизма 54
9.4. Расчёт корпуса 54
9.5. Расчёт сварного соединения 57
9.6. Расчёт болтовых соединений 60
Приложения 66
Приложение 1 66
Приложение 2 69
Список литературы 72