

Федеральное агентство по образованию Российской Федерации

**Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**Механико-машиностроительный факультет
Кафедра машиноведения и основ конструирования**

Носов В.В.

**Основы конструирования
Моделирование и расчёт винтовых механизмов**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

**Санкт-Петербург
2013**

ББК 34.44

И75

УДК 621.81 (075.4)

Носов В.В. Основы конструирования. Моделирование и расчёт винтовых механизмов: Учебное пособие. - СПб.: Изд.-во Политехн. ун-та, 2013.-38 с.

Специфика конструкторских курсов состоит в необходимости понимания студентом общих принципов рационального решения задачи создания конструкций на основе адекватного перехода от воображаемого объекта к его моделям (условным упрощённым изображениям), допущения многовариантности такого перехода и конечного результата.

Разработка конструкторской документации машины или прибора, создаваемых на основе их комплектации из функционально подчинённых общему назначению составных частей (узлов и деталей), является многоэтапным информационно-технологическим процессом. Увязывание этапов этого процесса с этапами процесса учебного предпологает необходимость акцентирования внимания студента на направляющих конструирование и изучение машин и механизмов принципах информационной оптимизации – ускоряющих решение задач шагов по моделированию объекта, определению параметров моделей и создаваемых конструкций. Излагаемая в пособии методология конструирования используется на примере проектирования простейшего из типовых механизмов с определённым назначением, структурой, принципом действия, заданными функциональными характеристиками и материалами. Приведены конкретные примеры алгоритмов некоторых проектных расчётов.

Пособие предназначено для студентов технических факультетов высших учебных заведений, изучающих курсы деталей машин, приборов и основы конструирования в рамках бакалаврской подготовки, соответствует концепции современного естествознания, федеральному государственному образовательному стандарту высшего профессионального образования по направлениям подготовки 151600 «Прикладная механика», 200100 «Приборостроение» и может быть полезно магистрам и аспирантам при проведении и анализе результатов научных исследований.

Табл. 8, ил. 18.

Носов Виктор Владимирович, доктор технических наук, профессор.

Содержание

| | Стр. |
|--|-----------|
| 1. Введение..... | 4 |
| 2. Методология конструирования | 9 |
| 3. Принципы информационной оптимизации конструирования..... | 14 |
| 4. Моделирование и расчёт винтовых механизмов..... | 16 |
| СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ..... | 32 |
| ПРИЛОЖЕНИЯ..... | 33 |

1. Введение

«Всякое знание, не являющееся непосредственным продуктом наблюдения или результатом выводов, полученных из наблюдений, не имеет никакого значения и вполне призрачно»

Ж.Б.Ламарк

«Всё наше достоинство заключено в мысли. Не пространство и не время, которых мы не можем заполнить, возвышают нас, а именно она, наша мысль. Будем же учиться хорошо мыслить: вот основной принцип морали»

Б.Паскаль

Трудно ли создать деталь? А узел? А машину, прибор или кибернетический механизм? А средства их технического диагностирования? Что сложнее, и есть ли между процессами создания хоть что-нибудь общее? Есть! И, в первую очередь, это необходимость **воображения**, формирования **мыслительного образа** создаваемого объекта в виде условных схем, чертежей, таблиц, формул, определённых алгоритмов расчёта и реализующих их компьютерных программ с количественным значением характеризующих объект параметров.

Любой, даже самый развитый мыслительный образ содержит **только некоторые стороны бесконечно сложного реального объекта**. Выделение этих сторон из этого объекта, их увязывание в единый образ и его дальнейшее распознавание происходят с различной степенью осознания. Рационально построенный мыслительный образ реального объекта называется **моделью**, которая, таким образом, представляет собой идеализированное (условное и упрощенное) изображение материального объекта, содержащее только некоторые наиболее существенные его стороны. Исследование реальных явлений, процессов или объектов путём построения и изучения таких моделей называется **моделированием**. Моделирование - одна из основных категорий теории познания. С моделированием связана речь и письменность людей, увязывающих единичные слова в выражающие сообщения или определения синтаксически и интонационно оформленные конструкции (предложения). Моделирование снижает **неопределённость**, возникающую при решении реальных задач, являясь основой **информационных технологий**.

При всей **индивидуальности** и неповторимости мыслительного процесса ему присущи **общие** свойства. Познание объективного мира проходит по определённому алгоритму, содержащему общие этапы: ощущений, восприятий, представлений, понятий, суждений и умозаключений. Поиск решения любой задачи также можно схематизировать, выделив **общие этапы решения задачи**: формулировки её условий, выделения основных сторон объекта и построения его модели, определения параметров модели и анализа полученного результата. На первых этапах происходит анализ проблемы – разделение на части, обособление от некоторых несущественных сторон, свойств или связей реального объекта (**абстрагирование**, мысленное отвлечение, см. Приложение) и выделение существенных (**конкретизация**), на последних этапах решения – синтез вариантов решения, проверка их на соответствие поставленной задаче и выбор оптимального варианта.

Создаваемые детали, узлы и конструкций бесконечно разнообразны. В процессе их проектирования используются обобщённые модели материала, формы, вида нагружения, предельного состояния, модели механизмов, узлов, машин, конструкций, приборов и др. Эти модели различаются по степени абстрагирования и

обобщённости, полноте отображения причинно-следственных связей между факторами, *информативности* (степени снижения неопределённости), уровню сложности и другим признакам.

По степени абстрагирования модели естественнонаучных объектов делят на *виды*: функциональные, физические и математические. Абстрагирование происходит несколькими ступенями и начинается уже при постановке решаемой задачи. Применительно к задачам проектирования абстрагирование от несущественных сторон заканчивается конкретизацией назначения, структуры, характера движения, нагружения и взаимодействия элементов объекта, конструктивных особенностей, материалов, требований к надёжности, размерам, иногда стоимости, показателям технологичности, технической и экологической безопасности и производится при составлении технического задания. Количество существенных сторон объекта всегда конечно и меньше количества свойств, которыми можно охарактеризовать реальный объект. В этом ограничении области исследования, прагматичном упрощении реального объекта с позиции его назначения и состоит суть первой ступени абстрагирования, завершаемой построением *функциональной модели* (схемы) механизма. Функциональная модель максимально информативна и уступает по степени снижения неопределённости в решении проблемы только постановке задачи. Следующая ступень абстрагирования, необходимая для оптимизации решения, связана с составлением *физической модели* объекта, когда выделенные функциональные свойства и факторы связываются с обобщёнными физическими факторами, свойствами и закономерностями. Эти закономерности поддаются количественному описанию в виде предельно конкретных математических выражений. *Математическая модель* – «вершина» абстрагирования, предельно формализованное количественное описание объекта в виде математических выражений (чисел, уравнений, неравенств, графиков, чертежей и пр.) посредством математических символов и критериев. (Само число появилось как результат абстрагирования от индивидуальности.) На этой «вершине» получают первый конкретный результат на основе обработки модели и определения численных значений одного или нескольких её параметров, максимально повышая точность решения.

По степени обобщения, глубине и полноте отображения причинно-следственных связей между выделенными свойствами объекта (индуктивно-дедуктивный признак) модели объектов изучения, исследования или расчёта можно разбить на следующие *категории*:

1. Статистические модели (регрессионные, корреляционные и др.)- количественно описывают связи между случайными величинами без раскрытия качества (физической сути) этой связи. В настоящее время получили распространение в областях опережающего развития экспериментальных методов исследования и возможностей компьютеризации наблюдений;

2. Эвристические модели (логико-интуитивные, логически законченные, однако существенно некорректные, полученные, чаще всего, при первом, поверхностном осмыслении имеющихся количественных корреляций) - основы политических социальных и астрологических прогнозов;

3. Детерминированные модели (рассматривают функциональную взаимосвязь наиболее существенных, как правило, небольшого количества факторов с уста-

новлением границ её приемлемости)- широко используются в классической механике, механике деформируемого твёрдого тела и методиках расчёта, основанных на их закономерностях;

4. Детерминированно-статистические (рассматривают в совокупности функциональную и корреляционную составляющие взаимосвязи большого количества факторов). Разделяются на:

- эмпирически модифицированные детерминированные модели. Модификация производится с целью расширения границ приемлемости рассматриваемых функциональных связей. Примером модификации является используемое при расчёте деталей машин введение в формулы прочностного расчёта «Сопrotivления материалов» различных эмпирических коэффициентов нагрузки, долговечности, и т.д.;

- структурно-вероятностные или физико-статистические модели (основаны на введении аналитического понятия микроэлемента структуры и универсальных физических констант и положений молекулярной физики, статистической и квантовой механики, микромеханики, термодинамики, математической статистики). Эти модели позволяют физически обосновать выбор наиболее значимых факторов, определить границы их значимости, установить степень прогнозируемости исследуемого явления и вероятность прогноза. Используются при разработке технологических процессов, методов диагностирования.

По степени сложности модели также разбивают на *уровни*. Модели нулевого уровня (как правило, функциональные) получены при начальном осмыслении на основе имеющегося опыта эксплуатации, первого уровня – на основе простейших понятий и теорий (например, прочностные теории курса «сопротивление материалов»). Модели более высоких уровней формируются на основе более сложных теорий (теории упругости, прочности, пластичности, модели физики и механики деформируемого твёрдого тела, механики и микромеханики разрушения). По степени обобщённости модели деталей машин и элементов конструкций разделяются на *классы*. Каждая модель включается как составная часть в модель более высокого класса (принцип иерархичности, рис.1). Модель детали входит в модель узла, которая, в свою очередь, включается в модель изделия. В модель детали входят модели связей, процессов, приводящих к отказу, модель материала, модель формы, модель нагружения, модель взаимодействия. Рассмотрим некоторые из них.

Модель материала. В предварительных расчётах материал моделируют упрощённо в виде сплошного тела. Способность материала сопротивляться разрушению или деформированию при этом определяется процессами роста поврежденности материала, а конечное разрушение (распад тела на части) происходит в момент, когда поврежденность достигнет критической величины. Для описания свойств и прогнозирования поведения материал рассматривается в виде совокупности связанных между собой структурных элементов (например, зёрен с различным образом ориентированной в пространстве кристаллической решёткой), свойства и состояния которых в общем случае не одинаковы. Учёт всех этих факторов усложняет расчёты, требует специальных экспериментальных исследований, отсутствие которых приводит к неопределённости решения поэтому в проектных расчётах материал моделируют упрощённо, абстрагируясь от его структуры и рассматривая его как сплошную среду.

Модель формы. Обычно форма деталей машин сложна для детального математического описания. Поэтому в расчётной практике форму деталей упрощают,

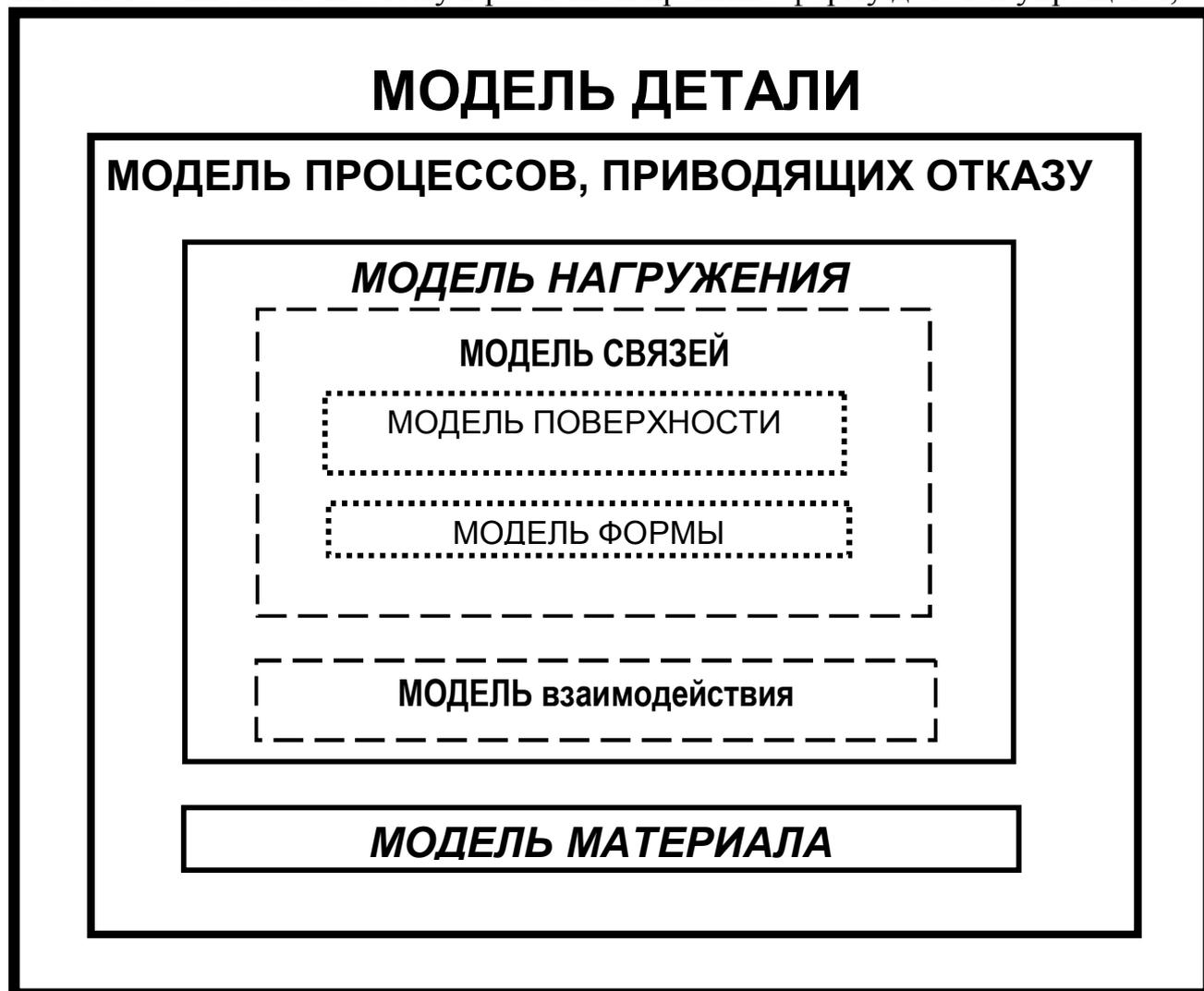


Рис.1. Принцип иерархии при моделировании деталей машин.

представляя деталь в виде бруса, стержня, цилиндра, балки, пластины, оболочки, массива и пользуясь решениями уравнений механики сплошных сред, полученными в рамках курса «сопротивление материалов». Практика расчётов показывает, что для приближённой оценки напряжённо - деформируемого состояния деталей вдали от концентраторов напряжений такая схематизация формы даёт вполне приемлемые результаты. Вблизи же концентратора напряжения ошибки в расчёте напряжений могут быть значительными, что особенно сказывается при работе деталей машин в условиях циклического нагружения и при определении ресурса. Таким образом, схематизация формы зависит от того, что, в конечном счете, определяется: перемещение, напряжение, ресурс или др.

Модель нагружения. Находясь в составе машин и механизмов, детали взаимодействуют друг с другом. Помимо сосредоточенных нагрузок, действующих в сопряжениях деталей, детали подвергаются воздействию ещё и объёмных (распределённых по объёму) сил (сил тяжести, инерции). Схематизация нагрузок – важнейший этап в проектировании и оценке работоспособности деталей. Общих рецептов здесь не существует. Всё определяется характером решаемых задач,

требуемой точностью расчётов и их математическим обеспечением (памятью и быстродействием ЭВМ, наличием соответствующего программного обеспечения), сроками проектирования и рядом других обстоятельств. Рекомендации по схематизации нагрузок обычно приводятся в разделах по расчёту конкретных деталей и узлов машин. Например, в природе не существует сосредоточенных сил как таковых. При контакте твёрдых тел нагрузка передаётся по некоторой площади, а, следовательно, она всегда распределена. Закон распределения нагрузок определяется величиной нагрузки, геометрией контактирующих деталей, их податливостью, прирабатываемостью поверхностей при относительном перемещении деталей и рядом других факторов. Чем меньше площадь поверхности, по которой распределена нагрузка, и чем больше расстояние от неё до места определения внутренних силовых факторов или напряжений, тем корректней представить её в виде сосредоточенной силы (принцип Сен-Венана).

Модели контактного взаимодействия деталей. Задачи контактного взаимодействия деталей, или так называемые контактные задачи, являются одними из самых сложных в механике сплошных сред. Это обусловлено, прежде всего, сложностью определения реальной площади контакта, учёта влияния на величину контактных напряжений волнистости и шероховатости поверхностей, сил трения, смазочных материалов и других факторов.

Учитывая исключительную сложность моделирования контактного взаимодействия тел, в инженерных расчётах широко используют лишь их упрощенные модели. Зачастую это существенно снижает точность расчётов и требует корректировки входящих в математические модели параметров, в частности значений допускаемых контактных напряжений.

Модели процессов, приводящих к отказу, входят в модель детали, как модели высшего иерархического уровня. К построению этих моделей переходят после обоснованного выбора или построения моделей формы, связей, взаимодействия, материала и нагружения.

Модели разрушения используются, когда основным критерием работоспособности является **прочность** - способность сопротивляться этому разрушению. Модели разрушения включают в себя модели связей, материала, формы, нагружения. Оценка прочности в инженерных расчётах производится на основе представлений о разрушении, как единовременном акте разделения тела на части в момент возникновения предельного состояния. О состоянии детали судят по результатам сопоставления значений определяемых в различных точках детали напряжений с допускаемыми напряжениями. Наиболее просто эта задача решается при таких видах нагружения, когда предельные напряжения могут быть определены экспериментально (предел текучести, предел прочности, предел выносливости). При сложном напряжённом состоянии или нерегулярных режимах нагружения вводятся гипотезы о преимущественном влиянии на прочность материала того или иного фактора, **эквивалентных напряжениях**, суммировании повреждений, выбирается **критерий прочности** (критерий предельного напряжённо-деформированного состояния).

Модели деформирования. Модели деформирования, как и разрушения, включают в себя модели связей, материала, формы, нагружения. Деформирование выражается перемещением отдельных точек или сечений детали и связы-

вается с нагружением, **податливостью** детали (способностью изменять форму или размеры под действием внешних сил), её **жёсткостью** и **устойчивостью** (способностью сопротивляться изменениям формы и размеров), которые, в свою очередь, определяются геометрическими характеристиками и характеристиками упругости материала. При проектировании деталей машин принимается допущение об упругом деформировании. Модели деформирования применяют при анализе работы сопряжённых деталей (например, качества зацепления зубчатых колёс, условий работы подшипников при больших деформациях валов, проверке устойчивости винтов передач винт-гайка), анализе технологических процессов.

Модели изнашивания. Используются, когда основным критерием работоспособности детали является **износостойкость** - способность сопротивляться процессу изнашивания, то есть разрушения и отделения материала с поверхности твёрдого тела или накопления его остаточной деформации при трении. Построение моделей изнашивания является предметом **триботехники** – науки о контактном взаимодействии твёрдых тел при их относительном смещении. При построении моделей этого сложного явления учитываются механические, теплофизические, физико-химические и электрохимические процессы, которые приводят к различным видам изнашивания. Учитываются физико-механические свойства контактирующих тел, кинематические и динамические параметры контакта (нагрузки, давления и их временные зависимости, размеры, формы контактирующих поверхностей, значения величины и скорости смещений и др.), гидравлические и фрикционные параметры смазочного материала, внешняя среда.

2.Методология конструирования

«...Метод – самая первая, основная вещь... От метода, от способа действия зависит вся серьёзность исследований» (И.П.Павлов).

«На свете есть вещи поважнее самых прекрасных открытий, - это знание метода, которым они были сделаны» (Г.Лейбниц).

Идеальное (т.е. соответствующее идее, удовлетворяющее всем требованиям и полностью устраняющее неопределённость) решение прикладных задачи не достижимо, на практике можно иметь только несколько приближённых к нему вариантов. Поиск оптимального из них (лучшего из возможных) происходит по шагам, иногда с возвратом назад или повторением шагов ранее сделанных (рис.2, а). Для минимизации количества шагов нужна их направленность, нужен метод поиска варианта. «...Людскому уму мало одних частных: необходимы сперва систематические обобщения, т. е. классификация, разделение общего, потом нужны законы, т.е. формулированные соотношения различных изучаемых предметов или явлений; наконец, необходимы гипотезы и теории, или тот класс соображений, при помощи которых из одного или немногих допущений выясняется вся картина частных во всём их разнообразии. Если ещё нет развития всех или хоть большей части этих обобщений, знание ещё не наука, не сила, а рабство перед изучаемым» (Д.И.Менделеев).

Неопределённость абсолютна, относительна лишь её степень. Сведения, снижающие неопределённость, называются **информацией**, а приближающие к идеальному решению (цели, как к субъективному образу будущего результата) - **достоверной информацией**. Идеальное решение само по себе условно и в соответствующей степени также неопределенно из-за ограниченного осознания (**не-**

осознанной неопределённости) объекта, цели и задач решения. Решение поставленной задачи имеет обобщённую методологическую основу (рис.2, б) и состоит из *следующих основных этапов*, последовательно реализуемых по порядку убывания информативности в выборе оптимального варианта решения:

1. Определение объекта, выделение его наиболее значимых сторон (факторов), в результате которых должна быть построена его функциональная модель. Этап начинается с понимания назначения объекта, ответа на вопросы

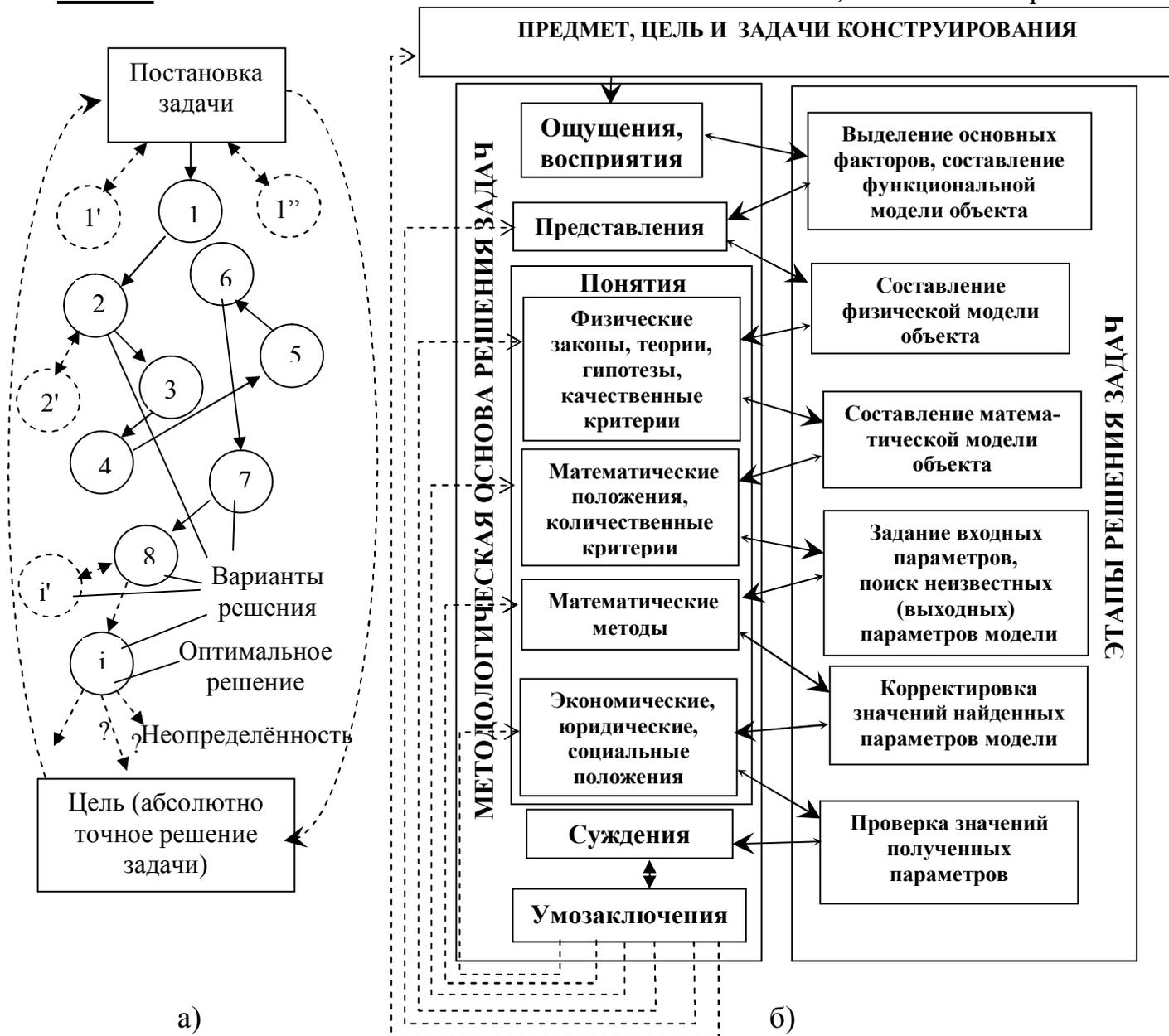


Рис.2. Процедура поиска и многовариантность решения рационального конструирования

“Зачем, для чего нужен, что делает объект? Какую функцию выполняет?”, осознания предварительной информации о нём (опыта эксплуатации и проектирования подобных ему, экономической эффективности, общественной значимости, и т.д.). К наиболее значимым факторам (от лат. factor- делающий, производящий) относятся технические характеристики (показатели надёжности, производительность, габариты и др.), структура объекта, составляющих его деталей и характер их взаимодействия. Эффективность этапа зависит от опыта и внимательности исследователя к особенностям задачи, способности дифференцированно вос-

принимать информацию об объекте, расчленять его на отдельные элементы и выделять ту его часть, которая становится *предметом исследования*. На него и должно быть направлено основное внимание исследователя. Уже здесь требуется общее представление о предмете, для того, чтобы было на что «цеплять» факты. «Если я занимаюсь каким-либо предметом, я сначала произвожу опыты, а потом делаю выводы и строю доказательства. Таков метод, которому надо следовать, изучая явления природы» - говорил Леонардо да Винчи. Помимо факторов «очевидных», отнесённых к существенным в рамках традиционных представлений об объекте, иногда необходимо проявить факторы скрытые. Пренебрежение некоторыми из них может привести к некорректной постановке задачи. Поэтому нетрадиционные представления об объекте или новые методы получения информации здесь могут оказаться наиболее эффективными. На этом этапе должна быть построена функциональная модель объекта, то есть его условное изображение на основе представлений о его использовании и принципе действия.

2. Составление физической модели исследуемых деталей, узлов или механизмов. В большинстве случаев способность механизмов и деталей машин выполнять заданные функции определяется их физическими свойствами, учесть которые можно посредством построения физической модели. Модель составляется путём увязывания выделенных на предыдущем этапе функциональных факторов с обобщёнными физическими свойствами в единый образ с помощью физических законов, допущений или гипотез. При рассмотрении механических объектов это пространственно-временные и силовые факторы, инерционные, вязко-упругие, деформационно-прочностные, и др. свойства, законы или гипотезы классической механики, «сопротивления материалов», механики деформируемого твёрдого тела и т. д. Поскольку закономерности носят обобщённый характер, то здесь также необходимо упрощение объекта. В зависимости от того, какие функциональные стороны объекта рассматриваются, для одной и той же детали можно предложить различные физические модели, а одной и той же моделью можно описать поведение различных деталей. Например, при расчёте на устойчивость винта (стержня болта) можно не учитывать «искажения» его формы резьбой и представить его в виде стержня круглого поперечного сечения. В то же время, при оценке его прочности наличие резьбы, существенно уменьшающей площадь поперечного сечения, приходится учитывать. Поэтому построение физической модели объекта начинается с выбора из ряда свойств (как правило, также на основе опыта эксплуатации подобных объектов) и формулировки его *главного качественного признака, физического свойства* (прочности, жёсткости, устойчивости, износостойкости, вибростойкости или теплостойкости), *определяющего способность выполнять заданные функции – критерия работоспособности* (см. Приложения). Физические модели деталей составляются в виде их *натурных имитаций* - некоего образа объекта, дающего возможность экспериментально исследовать или вообразить эксперимент и *качественно* описать состояние детали или механизма. Чем больше существенных сторон объекта учитывает модель, тем точнее результат исследования, тем меньше требуется корректировок самой схемы и экспериментальных исследований при её модернизации или проверке. Однако чрезмерная сложность модели затрудняет работу с ней. В результате составления физической модели между факторами

устанавливаются качественные соотношения, определяющие пригодность объекта с конкретными физическими свойствами выполнять определённые функции, даётся ответ на вопрос “Как, благодаря каким свойствам работает объект?”. Синтез модели сопровождается её анализом и проверкой на соответствие общим физическим представлениям.

3. Составление математической модели исследуемых деталей, узлов или механизмов. Математическая модель представляет наиболее абстрагированный образ исследуемого объекта и отображает количественные соотношения определяющих его переменных и постоянных факторов. «Математика - замечательное орудие исследования. Она даёт возможность до тонкости изучить явление и даже предугадать его» (А.М. Ляпунов). Переход от физической модели к модели математической происходит путём введения количественных показателей физических свойств и количественных критериев, составлением их включающих выражений. Используемый при этом математический аппарат определяется составленной физической моделью и имеющимися в арсенале исследователя методами поиска решения. Модель может быть выполнена в графическом виде (например, выполненные с соблюдением масштаба эскизы, планы положений, скоростей, ускорений, эпюры внутренних силовых факторов и др.), системы алгебраических, дифференциальных, интегральных уравнений или неравенств.

4. Определение численных значений параметров модели.

Состоит в выборе метода и решении составленных уравнений, неравенств или их систем. В частности, решение задач проектирования сводится, чаще всего, к выбору материалов, определению размеров деталей, выбору вариантов конструкций (проектировочный расчёт), которые рассматриваются как свободные переменные проектирования (*выходные* параметры расчёта). *Входными* параметрами (заданными к началу решения) являются, как правило, параметры силовые, кинематические и энергетические. Входные и выходные параметры могут меняться местами, а на основе составленных моделей возможно решение и обратных задач – определение значений силовых, кинематических или энергетических параметров по известным геометрическим и механическим характеристикам (проверочный расчёт, расчёт по допускаемым нагрузкам).

В общем случае для любой детали можно составить систему таких уравнений и неравенств с несколькими неизвестными параметрами. Из-за многовариантности решений задача решения этой системы иногда оказывается довольно сложной, и для её упрощения уменьшают число неизвестных на основе использования результатов эксперимента, накопленного опыта проектирования и эксплуатации подобных деталей, выраженного в виде различных рекомендаций, ограничений или справочной информации. При использовании математических моделей высокого уровня для поиска решений применяются различные численные методы (метод наименьших квадратов, метод конечных элементов, имитационное компьютерное моделирование и др.).

5. Корректировка найденных значений параметров модели. Начинается «спуск» с вершины абстрагирования, приближение к реальному объекту. В процессе приближения учитываются дополнительные факторы, не учтённые на стадии физического и математического моделирования. Таковыми могут быть факторы экономические, технологические, эстетические. Примерами корректировки

являются замена найденных из уравнений значений геометрических параметров стандартными (производимая с целью обеспечения взаимозаменяемости проектируемых деталей), уточнение (из соображений сборки) размеров детали при составлении эскиза содержащего её узла или механизма, значений входящих в математическую модель характеристик материала или нагружения детали.

6. Оценка степени соответствия (адекватности) результатов решений изучаемому объекту и ограничениям на значения расчётных параметров.

Необходимость такой оценки (проверки результатов расчёта) связана с наличием погрешностей, которые накапливаются как при моделировании объекта, так и при получении или корректировке самого решения. Оценку точности решения выполняют путём сравнения его результатов с данными экспериментов или с результатами, полученными на основе использования более представительных методов расчёта. «Один опыт я ставлю выше, чем тысячу мнений, рождённых только воображением» - говорил М.В.Ломоносов. По результатам оценки судят об эффективности моделирования. В случае значительных погрешностей расчёта модели либо модифицируют (увеличивают количество рассматриваемых факторов, изменяют качества рассматриваемых связей), либо используют модели более высокого уровня. По результатам этой проверки принимают решение о завершении расчёта или необходимости возвращения к первоначальным этапам. Итерационная процедура повторяется до приведения в соответствие найденных значений задачам расчёта.

Примером результата расчёта детали машин, полученной на стадии проектирования, является выполненная графически математическая модель детали - её рабочий чертёж. Дальнейшие операции по созданию детали переходят в область её изготовления, где непосредственному материальному воплощению объекта предшествует моделирование технологического процесса. В этом моделировании полученные при проектировании параметры являются входными и во многом определяют технологию изготовления.

Любое, даже самое детальное моделирование, содержит погрешности, последствия чего необходимо минимизировать. В частности, неточность прочностных расчётов деталей машин компенсируют введением и корректировкой коэффициентов запаса прочности. При этом необходимо иметь в виду, что занижение значения коэффициентов может привести к преждевременному выходу из строя деталей, а завышение – к необоснованному увеличению габаритов и перерасходу материала. В уточнённых расчётах напряжённо-деформированного состояния деталей машин используют модели теории упругости в сочетании с различными реализуемыми на ЭВМ численными методами решения составляемых уравнений (наиболее часто используется метод конечных элементов). Расчёт деформированного и напряжённого состояния при этом сводится к определению перемещений узлов конечно-элементного аналога детали и усилий в этих узлах, напряжений в элементах аналога. Методом конечных элементов решены задачи контактного взаимодействия деталей.

Этапы проектирования реализуются по мере убывания их информативности, между этапами существует обратная информационная взаимосвязь (обозначена обратными стрелками на рис. 1). Полученная непосредственно с помощью органов чувств или приборов и оборудования первичная измерительная информация,

сложившиеся представления об объекте и арсенал методических приёмов исследователя определяют вид, категорию, класс, уровень, создаваемых моделей. В конце решения задачи принимается умозаключение о корректировке представлений, понятий и построенных на их основе моделей или о переходе к воздействию на реальный объект – его созданию, диагностированию, ремонту, замене и т.п. Выделение основных факторов и построение модели объекта исследования соответствует понятийному уровню познания, на пути к которому происходит переход от ощущений к их восприятию и к образным представлениям об объекте. Работа с моделью, поиск конкретных решений, их корректировка и проверка составляют суть суждений и умозаключений.

Рассмотренные *принципы информационной оптимизации* проектирования соответствуют концепции современного естествознания и имеют общеметодологическое значение. *Основная цель изучения конструкторских курсов* в рамках этой концепции – освоение рациональных принципов создания пакета документов оптимального варианта машины на основе её комплектации из функционально подчинённых общему назначению составных частей (узлов и деталей). Достижение цели призывает к анализу конструкции, который следует проводить логически последовательно, ясно представляя функции машины, узла или детали, физические основы их выполнения, конкретно формулируя вытекающие из них количественные соотношения и с минимальной погрешностью определяя значения параметров этих соотношений. Достижение этой цели составляет *сверхзадачу* учащегося.

3. Принципы информационной оптимизации конструирования

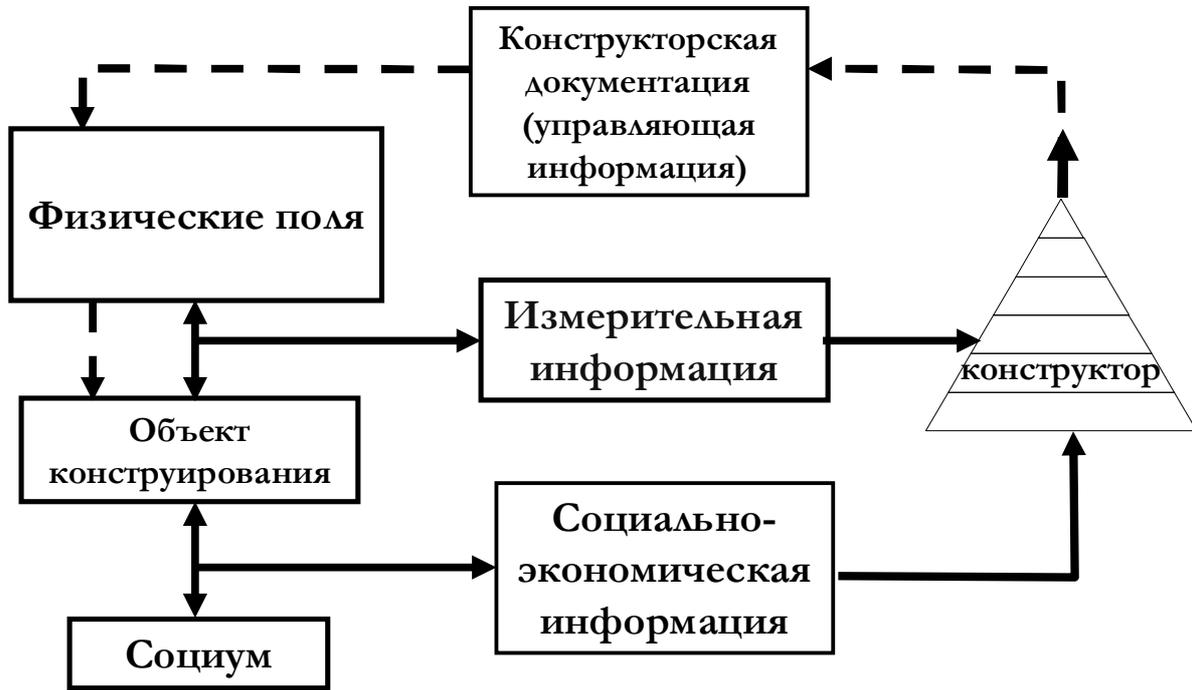
Сложность постановки задачи конструирования, реализации перехода от реального объекта к его моделям и обратно представляют основную проблему в организации мыслительного процесса, обслуживающего приобретение соответствующих конструкторским дисциплинам компетенций. Для решения проблемы необходимо усвоить следующие принципы:

1. *Принцип неопределённости.* Идеальное (абсолютно точное) решение задач конструирования не достижимо и в действительности может быть получено только несколько приближающихся к нему вариантов, количество которых задаёт степень *осознанной неопределённости* решения.

2. *Принцип информативности.* Конструирование является информационно-технологическим процессом поиска информативного пакета документов оптимального варианта машины, создаваемой из функционально подчинённых её общему назначению деталей и узлов.

3. *Принцип последовательности.* Поиск наилучшего (оптимального) варианта решения конструкторской задачи оптимизируется последовательным построением взаимосвязанных и иерархически подчинённых моделей объектов конструирования и их использованием для снижения неопределённости по порядку убывания информативности с повышением уровня абстрагирования (рис.3).

Схема взаимодействия конструктора и объекта конструирования



Информационная пирамида конструктора



Рис.3

4. Моделирование и расчёт винтовых механизмов

Исходные данные для проектирования нового или проверки работоспособности заданного механизма, включающего передачу винт-гайка, выдаются студенту в форме технического задания. В нём указывается тип механизма, нагрузка на винт, наибольшее осевое перемещение винта, особые требования, предъявляемые к механизму, и объём разрабатываемой конструкторской документации. Рассмотрим решение задачи согласно рассмотренному выше алгоритму.

На первом этапе проектирования должны быть установлены назначение, основные и вспомогательные функции, принцип действия машины, механизма, узла или детали, факторы, определяющие объект расчёта, построена **функциональная модель объекта**.

Винтовые механизмы часто применяют в качестве подъёмных или нагружающих устройств (домкраты, прессы (рис.4 б, в)) или устройств, облегчающих сборочно-разборочные операции (съёмники (рис. 4 а), струбцины (рис. 4 г), стяжки (рис. 4 д)). Входящая в механизм передача винт-гайка применяется в станках (механизмы передвижения и подачи рабочего инструмента), в крановых механизмах (механизм изменения вылета стрелы) и функционально представляет собой кинематическую винтовую пару, которую используют для преобразования с большой плавностью и точностью хода вращательного движения в поступательное (и наоборот) в различных областях машиностроения и приборостроения. При выполнении силовых функций механизм может быть рассмотрен как преобразователь прикладываемого к рукоятке (входному звену механизма) усилия в осевое усилие на винте (выходном звене).

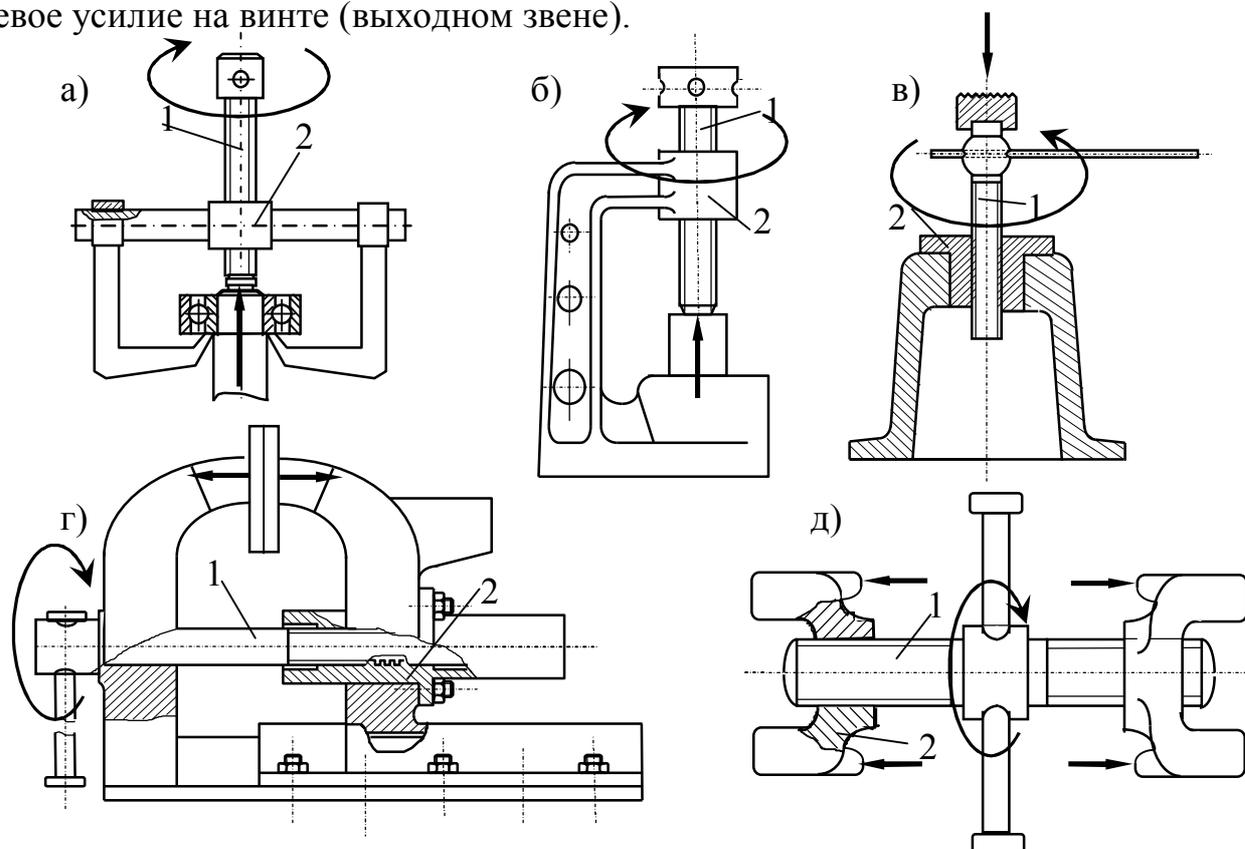


Рис. 4. Винтовые механизмы (функциональные модели):
1-винт; 2-гайка. а - ключ для съёма подшипников качения (съёмник); б - пресс; в-домкрат; г-тиски; д - стяжка.

Механизм состоит из отдельных деталей, основными из которых являются **винт, гайка, рукоятка и корпус**. Функции деталей подчинены функции всего механизма. Предназначенный для преодоления силы сопротивления, перемещения и длительного силового воздействия на внешний объект **винт** представляется в виде стержня с винтовой поверхностью, по которой происходит его взаимодействие с гайкой. Взаимное перемещение точек винта и гайки вдоль этой поверхности имеет вращательную и поступательную составляющие. При создании внешнего сопротивления перемещению это кинематическое свойство передачи и позволяет осуществить преобразование прикладываемого к винту крутящего момента в осевую силу. Основными факторами, учитываемыми при расчёте, являются величина создаваемого усилия, материалы деталей, вид и размеры резьбы, длина винта и способ его закрепления. **Гайка** выполняет функцию (помимо указанной кинематической) опоры винта и является деталью цилиндрической формы с резьбой и кольцевым поперечным сечением, чаще всего с буртом. При расчёте учитываются высоты и диаметры гайки и бурта, число и высота витков резьбы. **Рукоятка** представляется рычагом цилиндрической формы (в простейшем случае характеризуется длиной и диаметром), с помощью которого преодолевается момент сил сопротивления вращению винта. **Корпус** выполняет функцию опоры передачи, взаимодействуя с жёстким основанием.

В зависимости от характера движения винта и гайки различают ряд механизмов. Простейшие из них являются двухзвенными с винтовым движением подвижного звена (рис. 4 а, б), для реализации только поступательного движения конструкция усложняется (рис. 4 в, г). На практике используют механизмы с резьбой различных профилей. Для уменьшения трения стремятся применять резьбу с малыми углами профиля: трапецеидальные, упорные и прямоугольные. В силовых передачах винт-гайка большое распространение получила трапецеидальная резьба (ГОСТ 9484-81), а в механизмах и устройствах прессов и прокатных станков - упорная резьба (ГОСТ 10177-82). Ходовые винты изготавливают из среднеуглеродистых сталей 40, 45, 50, 40ХН, 50ХГ и др. с закалкой витков резьбы до твёрдости не менее 50 НRC. Гайки изготавливают из оловянных и безоловянистых бронз БрО10Ф1, БрО6Ц6С3, БрАЖ9-4 и др. Для малых окружных скоростей используют антифрикционные чугуны марок АВЧ-1, АВЧ-2, АКЧ-1, АКЧ-2 или серые чугуны марок СЧ15, СЧ20.

На втором этапе проектирования происходит составление **физической модели объекта**, которое начинается с выбора главного физического свойства- критерия работоспособности.

Основной причиной выхода из строя винтовых механизмов является износ винтовых поверхностей винта и гайки. Кроме того, потеря работоспособности передачи может быть связана с разрушением винта или гайки по опасным сечениям, витков резьбы, потерей устойчивости винта при нахождении его в максимально выдвинутом положении, проскальзыванием гай-

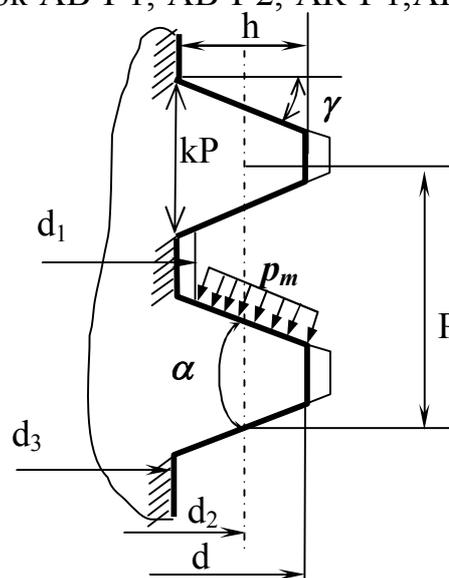


Рис.5. Схема контактного воздействия на рабочую грань резьбы

ки в корпусе, обратным ходом винта при недостаточном его самоторможении, разрушением рукоятки или корпуса. Поэтому в основу модели передачи положены соответствующие условия износостойкости, прочности, устойчивости и взаимной неподвижности деталей. Интенсивность изнашивания условно связывается с контактными напряжениями p_m между витками резьбы винта и гайки (рис.5), которое, исходя из условий триботехнической надёжности, не должно превышать допустимого, определяемого материалами контактирующих деталей. Величина давления, в свою очередь, зависит от нагрузки на виток и площади, по которой эта нагрузка передаётся (площади контакта).

Общее усилие взаимодействия между винтом и гайкой распределяется между витками резьбы неравномерно. Наиболее нагружены крайние витки - ближайшие к действующим на болт и гайку внешним силам. При моделировании деформирования принимается допущение о высокой жёсткости деталей передачи и податливой резьбе (рис. 6), приводящее к равномерному распределению интенсивности осевых сил q по высоте резьбы. Расчёт сил взаимодействия выполняют с учётом осевого сжатия (растяжения) и кручения деталей передачи, возникающих в их поперечных сечениях продольных сил и крутящих моментов. Для их количественного определения используют расчётные схемы рис.6 и условие статического равновесия элементов винтовой передачи.

На третьем этапе проектирования составляется **математическая модель объекта** расчёта. Момент силы, прикладываемый к гайке или к рукоятке винта для создания осевой силы, уравнивается моментами от сил трения. Описываемое математически условие равновесия имеет вид равенства

$$T = T_p + T_t, \quad (1)$$

где T_p – составляющая момента, преодолевающая момент сил трения в резьбе, T_t – преодолевающая момент сил трения на опорной (торцевой) поверхности гайки или головки винта.

Для связи T_p с силовыми и геометрическими факторами передачи выделим на рабочей поверхности резьбы винта элементарную площадку dA , удалённую от его оси на расстояние $d_2/2$, где d_2 – средний диаметр резьбы, и рассмотрим все силы, действующие на эту площадку (рис.6 а). Со стороны винта это осевая $q_a dA$ и окружная $q_t dA$ силы (рис. 6 г), со стороны гайки - реакция $q_r dA$, раскладывающаяся на нормальную $q_n dA$ и касательную $q_{tr} dA$ к площадке составляющие (рис. 6 д) (здесь $q_a = dF/dA$, q_t , q_r , q_n , q_{tr} – интенсивности распределения указанных усилий по элементарной площадке). Касательная к площадке составляющая $q_{tr} dA$ представляет собой силу трения на площадке. Из условия равновесия площадки (рис. 6 а)

$$q_r = q_a / \cos(\psi + \rho') = q_t / \sin(\psi + \rho'),$$

где $\psi = \arctg(p/\pi d_2)$ – угол подъёма резьбы, p – шаг резьбы; $\rho' = \arctg(f/\cos\gamma)$ – приведённый угол трения в резьбе, f – коэффициент трения фрикционной пары материалов гайки и винта, зависит от вида смазочного материала, наличия покрытия на поверхностях и других факторов, изменяется в пределах $0,05 \div 0,24$; γ – угол наклона боковой (рабочей) стороны профиля резьбы. Для трапецеидальной резьбы $\gamma = \alpha/2 = 15^\circ$, где $\alpha = 30^\circ$ – угол профиля резьбы (рис.5), для упорной резьбы принимаем $\gamma = 3^\circ$, для прямоугольной – $\gamma = 0^\circ$ (см рис. 16,17,18, Приложения); $\rho = \arctg f$ – угол трения на элементарной площадке; $\rho = 6...10^\circ$; $f' = f / \cos\gamma$ – приве-

дённый коэффициент трения в резьбе. Момент, необходимый для преодоления трения в резьбе, связан с осевой силой F , создаваемой на винте $d/2$

$$T_p = \int_{d_1/2} q_t 2\pi r^2 dr = 0,5 d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho') \int_A q_a dA = 0,5 F d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho'), \quad (2)$$

Вращающий момент, необходимый для преодоления трения на опорной (торцевой) поверхности головки винта (в пяте), рассчитывается из представлений о равномерном распределении контактных напряжений q_T по торцу головки, величина которых (см. рис. 6 а, в)

$$q_T = 4F / [\pi(D^2 - d_0^2)].$$

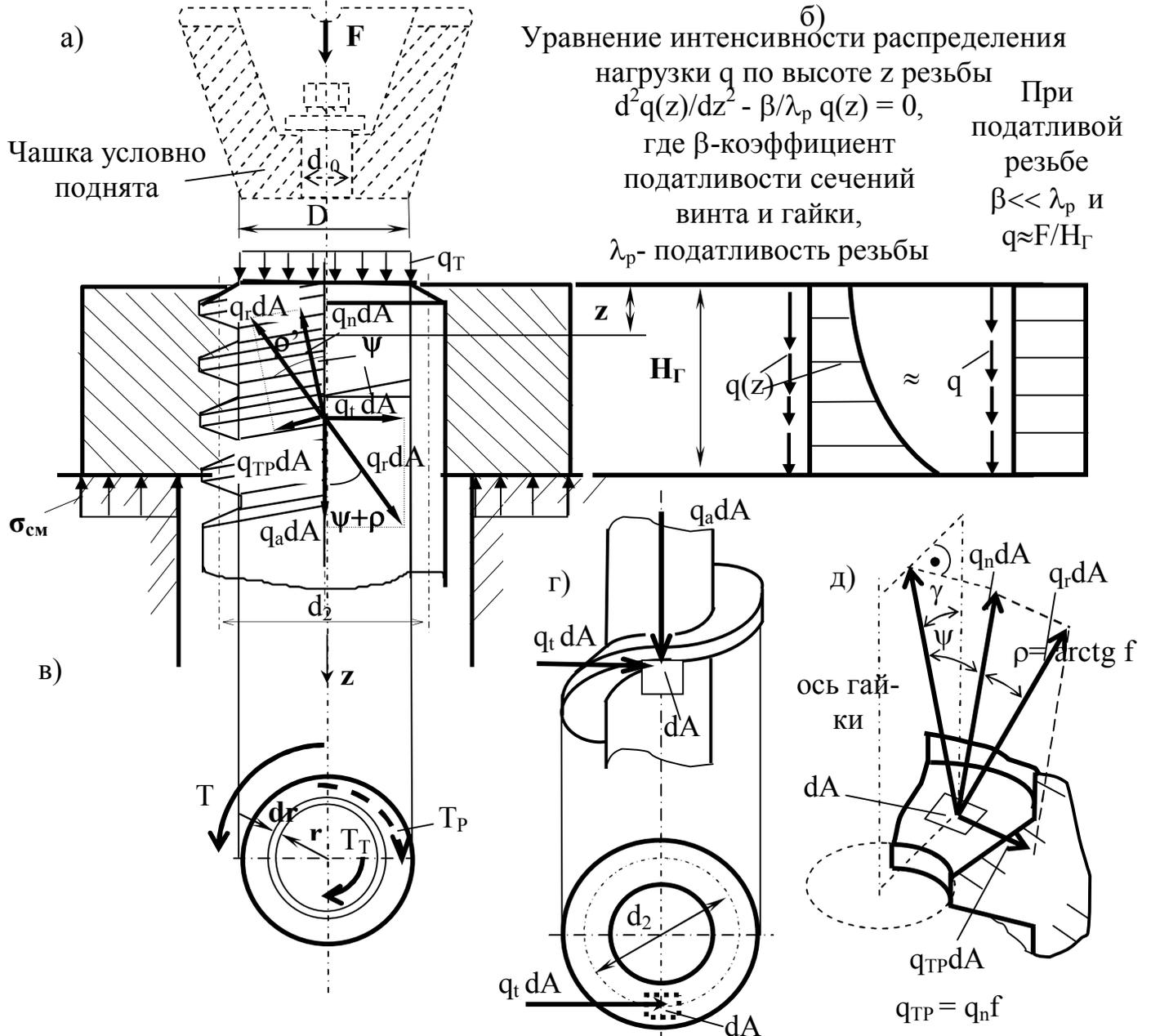


Рис.6. Схемы сил, действующих на элементарную площадку в винтовой паре при восприятии передач осевой силы (а, г, д), моменты сил (в), эпюры интенсивности распределения осевых сил по высоте резьбы (б) и контактных напряжений на торцевой поверхности (пяте) винта (а).

С учётом того, что удельные силы трения $\tau_T = f_0 q_T$, сила трения на элементарном кольце радиуса r , толщиной dr и площадью $2\pi r dr$ равна $\tau_T 2\pi r dr$, а момент этой силы- $\tau_T 2\pi r^2 dr$, для кольцевой пяты, согласно закона Кулона, можно записать

$$T_T = \int_{d_0/2}^{D/2} 2 f_0 q_T \pi r^2 dr = f_0 F (D^3 - d_0^3) / [3(D^2 - d_0^2)] , \quad (3)$$

где f_0 - коэффициент трения на опорной поверхности головки болта, который изменяется в тех же пределах и зависит от тех же факторов, что и f (см табл. 7 приложения); D -наружный диаметр опорной поверхности винта, d_0 -диаметр отверстия в пяте (рис.6 а). Для сплошной пяты $d_0 = 0$ и

$$T_T = f_0 F D/3 \quad (4)$$

Условно сплошной пятой можно представить наконечник съёмного ключа с диаметром $D=3 \dots 5$ мм.

Момент сил трения в упорном шарикоподшипнике

$$T_T = f_n F d_n / 2 , \quad (5)$$

где f_n - коэффициент трения в подшипнике (см. табл. 7 приложения), d_n - внутренний диаметр подшипника.

При переходе к математической модели передачи абстрагируются от неравномерности распределения усилий между витками резьбы, подъёма резьбы, зависимости интенсивности изнашивания от пути, скорости скольжения и прочих факторов, в результате чего *условие износостойкости винтовой поверхности резьбы* описывается выражением

$$p_m \approx F / (\pi d_2 z h) = F / (\pi \Psi_H \Psi_h d_2^2) \leq [p], \quad (6)$$

где $h = (d-d_1)/2$ - рабочая высота профиля резьбы винта (рис.5); d_3 - внутренний диаметр резьбы винта (см. табл. 2,3 приложения); z – число витков, участвующих в контакте; $\Psi_H = Pz/d_2 = H_T/d_2$ – коэффициент относительной высоты гайки; H_T – высота гайки; $[p]$ - допускаемое контактное напряжение, используемый в расчёте как критерий подобия, отражающий опыт эксплуатации механизмов (зависит от материалов винта и гайки и учитывает неравномерность нагружения витков резьбы); $\Psi_h = h/P$ – коэффициент относительной высоты резьбы.

Условие прочности винта

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma], \quad (7)$$

где $\sigma_p = 4N / (\pi d_3^2)$, $\tau_k = M_k / W_p = 16M_k / (\pi d_3^3)$, N , M_k - продольное усилие и крутящий момент в опасном сечении винта, W_p – полярный момент сопротивления опасного сечения; $[\sigma]$ -допускаемое напряжение, принимается равным одной трети от предела текучести материала винта, изготавливаемого из сталей Ст3, Ст4, Ст5, 40, 45, 50, 40ХН, 50ХН, 65Г (см. ГОСТ 1050-60, табл. 4 приложения).

Длинный винт (длиной $L > 2d_3$), находящийся под действием сжимающей силы, дополнительно проверяют на устойчивость (продольный изгиб).

Условие устойчивости винта записывается в виде неравенства

$$S_y \geq [S_y], \quad (8)$$

где $S_y = F_{кр}/F$, ($F_{кр}$ – критическая нагрузка, при которой винт теряет устойчивость, F – действующая сжимающая нагрузка), $[S_y]$ – допустимое значение коэффициента запаса устойчивости ($[S_y] = 2 \div 3$).

Условие самоторможения винта

$$\psi < \rho \quad (9)$$

Кроме того, строятся расчётные схемы гайки, рукоятки и корпуса механизма.

Основным критерием работоспособности **гайки** является её прочность. Расчётная схема (физическая модель) гайки с буртом с указанием действующих на гайку сил, эпюр внутренних силовых факторов и опасных сечений, представлена на рис. 7.

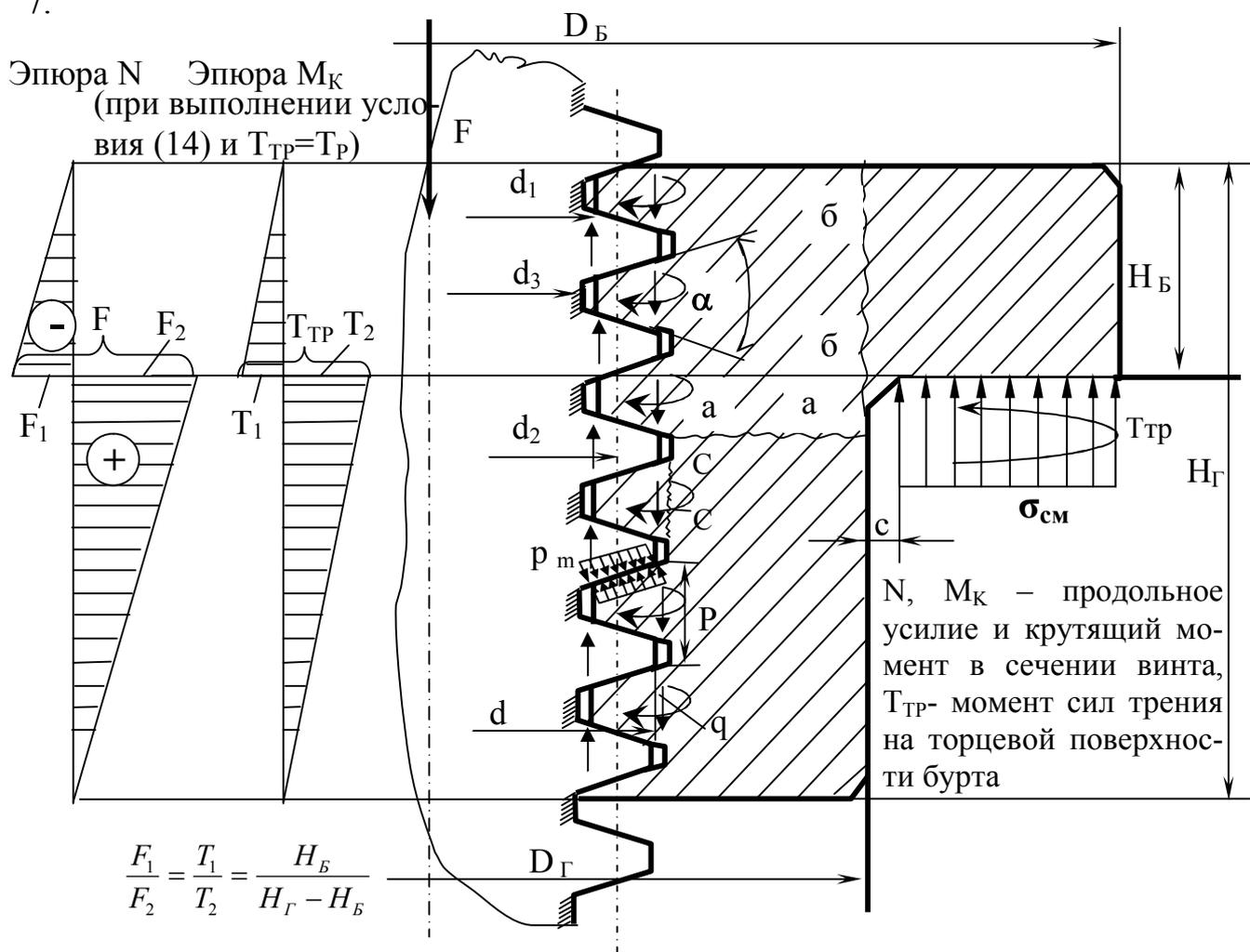


Рис.7. Расчётная схема гайки

Обуславливающая работоспособность гайки математическая модель состоит из нескольких условий:

- **условия прочности гайки в опасном сечении** (сечение а-а на рис.7), где действуют максимальные по величине продольная сила и крутящий момент

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma], \quad (10)$$

где $\sigma_p = N/A_G$, $\tau_k = M_k/W_P$; N - продольное усилие, M_k - крутящий момент в опасном сечении гайки (см. рис. 7), A_G , W_P – площадь и полярный момент сопротивления опасного сечения а-а, имеющего форму кольца;

$$A_G = \pi(D_G^2 - d'^2)/4 ; W_P = \pi(D_G^4 - d'^4)/(16D_G) \approx 0,2 (D_G^4 - d'^4)/D_G,$$

где $d' = d + 2a_c$ для трапецеидальной резьбы, $d' = d$ - для упорной (рис.16,17, 18).

- *условия прочности гайки на смятие по опорной кольцевой поверхности*

$$\sigma_{CM} = F/A_{CM} \leq [\sigma_{CM}] , \quad (11)$$

где A_{CM} – площадь опорной поверхности гайки; $A_{CM} = \pi (D_B^2 - (D_G + 2c)^2)/4$

- *условия прочности бурта гайки на срез*

$$\tau_{CP} = F/A_{CP} \leq [\tau_{CP}] , \quad (12)$$

где A_{CP} - площадь срезаемого сечения (б-б на рис. 7), $A_{CP} = \pi D_G H_B$.

В ходе расчётов должна быть обеспечена прочность резьбы гайки. Виток гайки нагружается на изгиб как консольная балка с заделкой. Поскольку высота витка резьбы намного меньше его длины, то расчёт на изгиб не производится, используется упрощённая модель витка, как опорного выступа детали (см. рис. 5, 7, сечение с-с) и ограничиваются одним *расчётом витков резьбы на срез*

$$\tau = F / (\pi d z kP) \leq [\tau_{CP}] , \quad (13)$$

где z -число витков резьбы, P - шаг резьбы, kP -толщина витка у основания (рис.5), $k = 0,65$ для трапецеидальной резьбы и $0,75$ -для упорной.

- *условия непроворачиваемости гайки в корпусе* (без учёта сил трения, действующих по цилиндрической поверхности гайки)

$$T_P < T_{TP \text{ MAX}} = f_0 F (D_B^3 - D_G^3) / [3(D_B^2 - D_G^2)] . \quad (14)$$

Основным критерием работоспособности *рукоятки* является изгибная прочность. Расчётная схема рукоятки с указанием действующих на неё сил и эпюры изгибающего момента представлена на рис. 8.

Содержащая условия равновесия и прочности рукоятки математическая модель имеет вид системы уравнений:

$$\begin{cases} \sum M = F_P L_P - T = 0 \\ \sigma \leq [\sigma] , \end{cases} \quad (15)$$

где F_P - сила, прикладываемая к рукоятке, L , L_P, L_0 - длины рукоятки и её участков (рис.8), T - момент сил трения (1), $\sigma = M_{ИЗГ} / W$ -максимальные напряжения в опасном сечении рукоятки, $M_{ИЗГ} = F_P L_0$ – изгибающий момент в опасном сечении, $W \approx 0,1 d_p^3$ -момент сопротивления сечения рукоятки.

Корпус винтового механизма должен быть достаточно прочным и не создавать в контакте с основанием больших давлений. Математически это записывается с помощью неравенств:

$$\sigma_{ЭКВ} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma] , \quad (16)$$

$$\sigma_{см} = F/A_K \leq [\sigma_{см}], \quad (17)$$

где $A_K = \pi (D_{КН}^2 - D_{КВ}^2)/4$ - площадь контакта корпуса с основанием, $D_{КН}$, $D_{КВ}$ - наружный и внутренний диаметры основания корпуса (см. рис.10).

На четвёртом этапе определяются значения *параметров математической модели* путём решения составленных уравнений, неравенств или их систем.

Проектировочный расчёт винта. Исходя из условия износостойкости резьбы винтовой передачи (6) определяется её средний диаметр (выходной параметр расчёта):

$$d_2 \geq \sqrt{F/(\pi \Psi_H \Psi_h [p])}, \text{ мм}$$

где F - осевая сила, действующая в передаче, Н, $\Psi_H = 1,6 \dots 2,5$; $\Psi_h = 0,5$ для трапецеидальной резьбы; для упорной резьбы $\Psi_h = 0,75$; $[p] = 10 \dots 13$ МПа для пары закалённая сталь-бронза, $[p] = 8 \dots 10$ МПа для пары незакалённая сталь-бронза, $[p] = 5 \dots 6$ МПа для пары незакалённая сталь-чугун (входные параметры расчёта).

Проектировочный расчёт гайки. Кроме определённых ранее высоты H_T гайки и диаметров её резьбы, из условий (10) - (13) рассчитываются диаметры внешней поверхности гайки и её бурта.

Диаметр гайки D_T (см. рис.7) определяется из условия прочности гайки в сечении а-а. При этом в предварительном проектировочном расчёте допускается вместо (10) использовать упрощённую математическую модель, выражающую условие прочности гайки на растяжение

$$\sigma = F/A_T \leq [\sigma].$$

Это неравенство составлено в предположении, что вся нагрузка распределена по виткам гайки, находящимся вне бурта. Такое допущение идёт в запас прочности и позволяет не учитывать кручения гайки моментом сил трения в резьбе. Допускаемые напряжения для бронзовой гайки определяются по пределу текучести σ_T (табл. 4 Приложения) ($[\sigma] = \sigma_T / [S]$) при запасе прочности $[S] = 2 \dots 3$, для чугунной гайки – по пределу прочности σ_B (табл. 4 Приложения) ($[\sigma] = \sigma_B / [S]$)

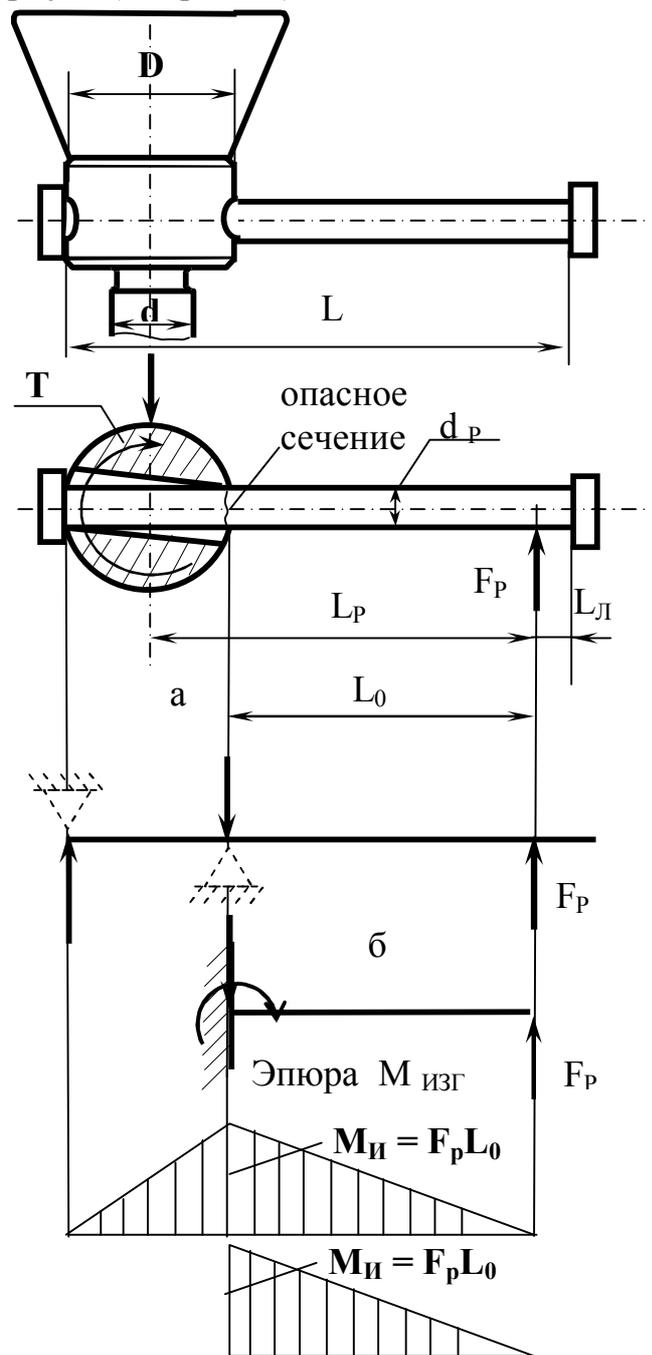


Рис. 8. Функциональная (а), варианты физической (б) модели рукоятки домкрата и эпюры изгибающих моментов (в)

при $[S]=4\dots5$. При отсутствии справочных данных принимаем $[\sigma]=33$ МПа для бронзовой и $[\sigma]=36$ МПа для чугунной гайки. Минимальный диаметр гайки

$$D_{\Gamma} \geq \sqrt{4F/(\pi[\sigma])+d^2}$$

Диаметр бурта D_B определяется из условия (11) прочности на смятие по опорной кольцевой поверхности. Площадь A_{CM} этой поверхности следует определять с учётом фаски $c = 2\dots3$ мм (рис.7). Допускаемые напряжения на смятие определяются по менее прочному материалу (по материалу гайки или по материалу корпуса). При этом используются зависимости:

- для бронзы $[\sigma_{CM}] = (0,6\dots0,8) \sigma_T$;
- для чугуна $[\sigma_{CM}] = 0,4 \sigma_B$.

При отсутствии справочных данных принимаем $[\sigma_{CM}] = 60$ МПа для бронзовой и $[\sigma_{CM}] = 72$ МПа для чугунной гайки.

$$D_B \geq \sqrt{4F/(\pi[\sigma_{CM}]) + (D_{\Gamma} + 2c)^2}$$

Должно выполняться условие $D_B \geq D_{\Gamma} + 10$ (мм, см. следующий этап).

Высота гайки $H_{\Gamma} = \Psi_H d_2$, высота бурта определяется на следующем этапе расчёта.

Проектировочный расчёт рукоятки. Диаметр d_p рукоятки (рис.8) определяется из условия её прочности (15). Входящая в (15) величина усилия F_p , прикладываемого к рукоятке, задаётся ($F_p = 120\dots160$ Н – в случае длительной работы и $F_p = 250\dots300$ Н – при кратковременной работе)

Длина L_0 рукоятки определяется из рис. 8 и (15) по формуле

$$L_0 = L_p - 0,5D = T/F_p - 0,5D.$$

Полная длина рукоятки L

$$L = L_0 + L_{\Gamma} + D,$$

где $D \approx 1,5d$, $L_{\Gamma} = 0,12$ м (ширина ладони) (рис. 7)

Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \sigma_T/[S],$$

где $[S]=1,5\dots1,8$. σ_T – предел текучести материала (Ст3).

Диаметр сечения рукоятки

$$d_p \geq \sqrt[3]{F_p L_0 / (0,1[\sigma])}.$$

Пятый этап проектирования состоит в корректировке значений найденных параметров. В частности, используемая для определения диаметра винта модель (6) не учитывает технологичность, стоимость и ремонтпригодность передачи, что существенно при её изготовлении и эксплуатации. Поэтому найденное значение среднего диаметра d_2 резьбы корректируют – округляют до ближайшего стандартного и определяют основные геометрические параметры резьбы по ГОСТ 9484-81, ГОСТ 10177-82 (рис.16,17,18, таблицы 2, 3 приложения).

Подобранная резьба может быть изготовлена в крупносерийном производстве, что обуславливает её гарантированное качество, низкую цену и взаимозаменяемость содержащей её детали. Далее, исходя из данных технического задания, определяется длина винта и прорабатывается его конструкция.

Значения диаметров D_{Γ} и $D_{\text{Б}}$ гайки корректируется из соображений технологичности изготовления, условия $D_{\Gamma} = d + 2a_c + 5$, мм (a_c - радиальный зазор в резьбе, см. Приложения) и $D_{\text{Б}} \geq D_{\Gamma} + 10$ (мм) в соответствии с ГОСТ 6636-69 на ряды нормальных линейных размеров (табл. 5 Приложения).

Высота бурта $H_{\text{Б}}$ принимается из конструктивных соображений

$$H_{\text{Б}} = (0,25 \dots 0,35) H_{\Gamma},$$

и также корректируется в соответствии с ГОСТ 6636-69 на ряды нормальных линейных размеров (табл. 5 Приложения). Таким же образом должны быть округлены диаметр и длина рукоятки и все остальные параметры передачи определяемые конструктивно.

Конструктивные разновидности концевой части винта пресса и чашки домкрата представлены на рис. 9. Размеры пяты принимаются конструктивно. Если чашка домкрата выполнена по рис. 9 в, то $D = 1,5 d$ и $d_0 = 0,6 d$, а если по рис. 9 г, то $D_{\Pi} = d$; для винта пресса (рис.8 а, б) $D_{\Pi} = d_3$. Размеры упорного шарикоподшипника (рис.9, д) принимаются по ГОСТ 6874-54 с учётом его статической грузоподъёмности C_0 (табл. 6 Приложения), причём должно соблюдаться условие

$$C_0 \geq F.$$

Шестой этап проектирования. Для существенно нагружаемых винтов (домкратов, прессов и др.) проводят проверку стержня винта на прочность, а для сжатых – и на устойчивость. Проверочный расчёт производят либо на основе уже используемых математических моделей, но с уточнёнными (откорректированными при конструировании) значениями параметров, либо на основе более сложных моделей.

При ручном приводе (когда число циклов перемен напряжений за весь срок службы невелико и усталостное разрушение маловероятно) по формуле (7) проверяют винт на статическую прочность. Значения входящих в формулу (7) внутренних силовых факторов N и M_K в опасных сечениях определяются с помощью эпюр продольных сил и крутящих моментов (рис.10), при построении которых пользуются формулами (1) – (5). Рекомендуемые значения коэффициентов трения в резьбе и пяте даны в табл. 6 приложения.

Проверка винта на устойчивость производится по неравенству (8). При составлении расчётных схем винт рассматривается в максимально выдвинутом положении и представляется воспринимающим осевое усилие стержнем определённого диаметра, длины и способа закрепления. Моделируются форма винта, связи в гайке и на его конце, нагружение винта сосредоточенной осевой силой, заменяющей распределённую по виткам винтовой пары нагрузку, деформирование материала под действием нагрузки (прямо пропорциональное нагрузке или нет). Реальная длина участка винта, воспринимающего осевую силу, определяется конструктивно по составленному эскизу механизма.

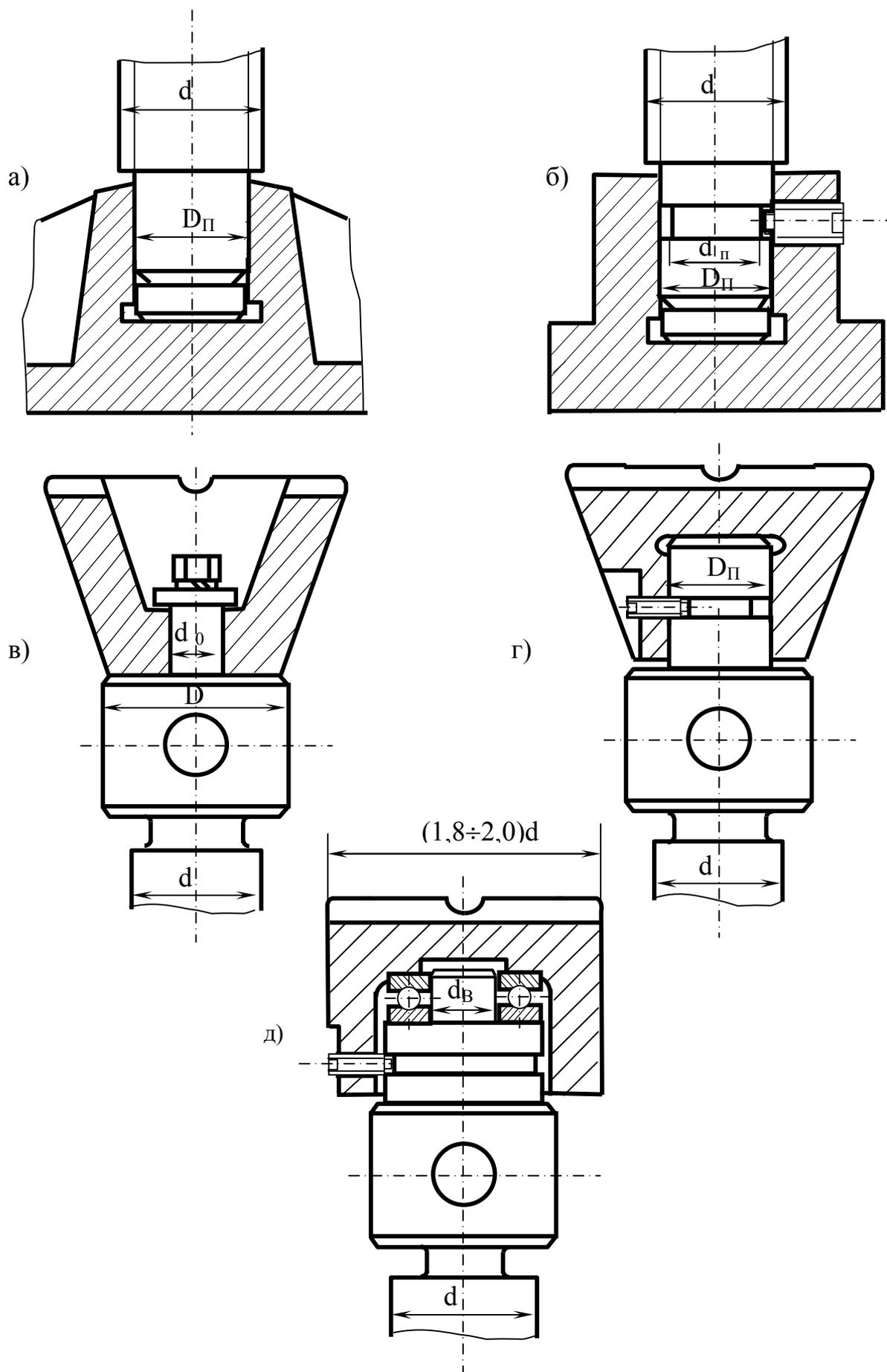


Рис.9. Конструктивные варианты концевой части винта прессы (а, б) и чашки домкрата (в, г, д)

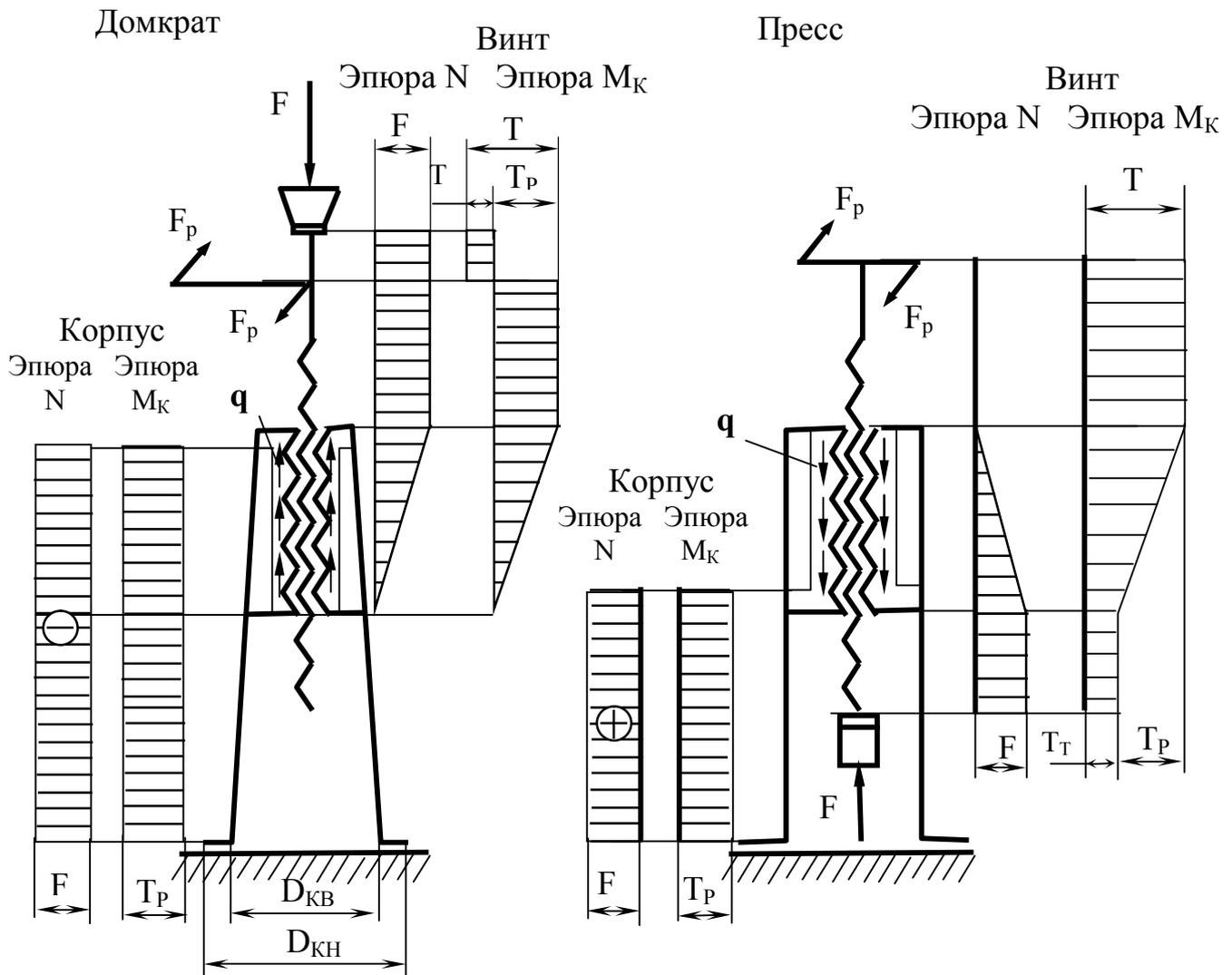


Рис. 10. Расчётные схемы и эпюры внутренних силовых факторов для проверочного расчёта деталей винтового механизма.

Рассмотрим схему винта домкрата (рис. 11). Конец винта здесь является свободным, а его возможные перемещения - существенными. Радиальные перемещения винта в винтовой паре, которые допускает наличие зазоров, здесь минимальны, и поэтому гайка изображается в виде заделки, а влияние зазоров учитывают увеличением расчётной длины винта на 30÷50 % от высоты гайки. При потере устойчивости винт находится в таком же состоянии, как и половина шарнирно закреплённого стержня с удвоенной длиной, поэтому **приведённая** длина $l_{\text{пр}}$ стержня преобразованной схемы вдвое больше реальной l

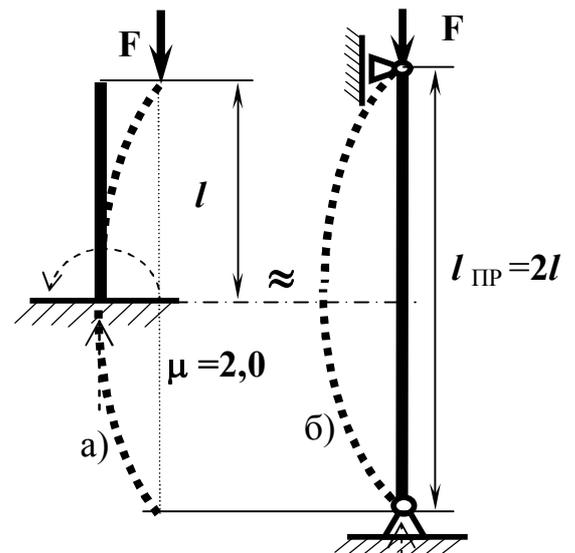


Рис. 11. Учёт условий закрепления винта: а) схема закрепления и деформирования винта домкрата; б) тоже для основной расчётной схемы

$$l_{\text{пр}} = 2l = \mu l,$$

где $\mu=2$ -коэффициент длины (рис.12 а, коэффициент подобия моделей деформирования винта и шарнирно закреплённого стержня).

В случаях, когда ограничены перемещения обоих концов стержня, зазоры в месте контакта винта и гайки влияют на устойчивость винта более существенно.

По схеме 12 б деформируются винты прессов с плоской пятой и высокой гайкой ($H_{\Gamma} > 2d_2$, d_2 -средний диаметр резьбы), по схеме 12 в – винты съёмных ключей, прессов со сферической пятой и низкой гайкой ($H_{\Gamma} \leq 2d_2$), по схеме 12 г – винты прессов с плоской пятой и низкой гайкой, по схеме 12 д – винты съёмных ключей, прессов со сферической пятой и высокой гайкой.

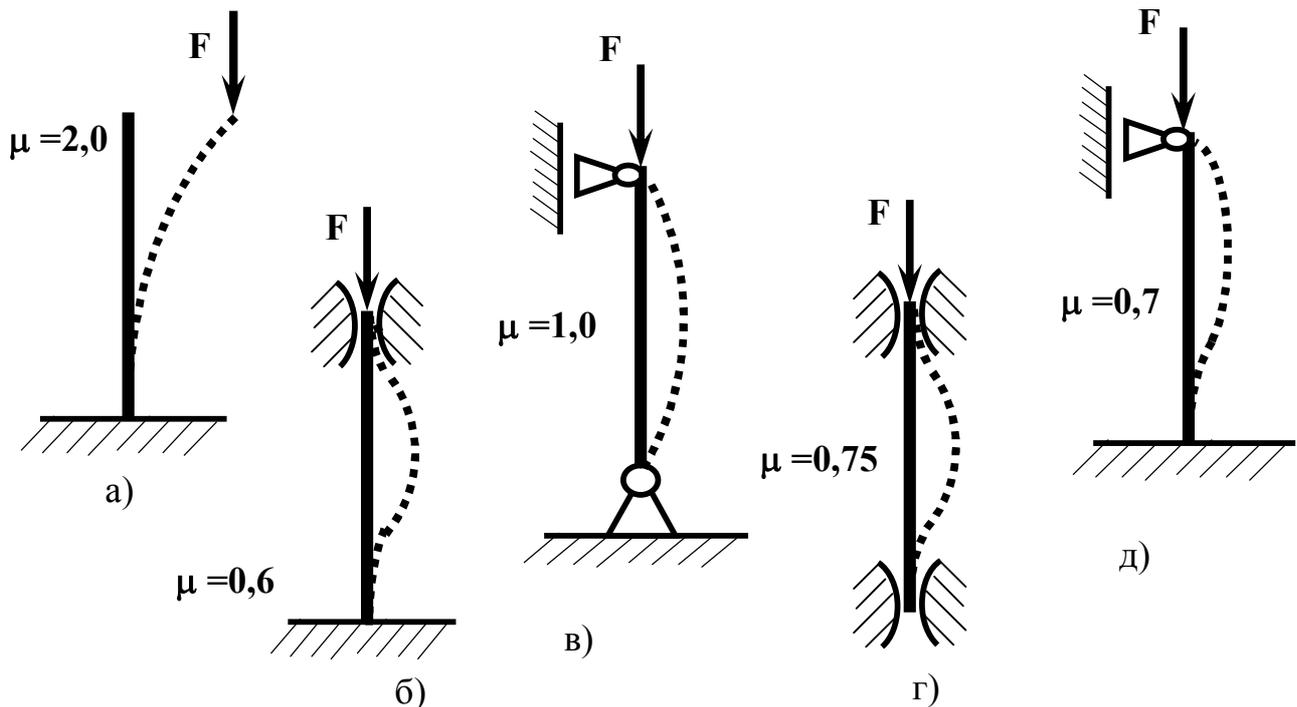


Рис. 12. Возможные схемы закрепления концов винта, виды изогнутой оси (пунктирная линия) и значения коэффициента длины μ : а- один конец зашце-млён, другой свободен; б- один конец зашце-млён, поворот другого ограничен (не-совершенная заделка); в- оба конца закреплены шарнирно; г- поворот обоих концов ограничен (несовершенная заделка); д- один конец зашце-млён, другой закреплён шарнирно.

При моделировании поведения материала винта учитывают зависимости ха-рактера его деформирования от нагрузки. Линейная связь деформации и нагрузки (закона Гука) нарушается при превышении напряжениями в материале винта предела пропорциональности. Это обстоятельство учитывают при определении параметра $F_{\text{кр}}$ неравенства (8) (см.(18)).

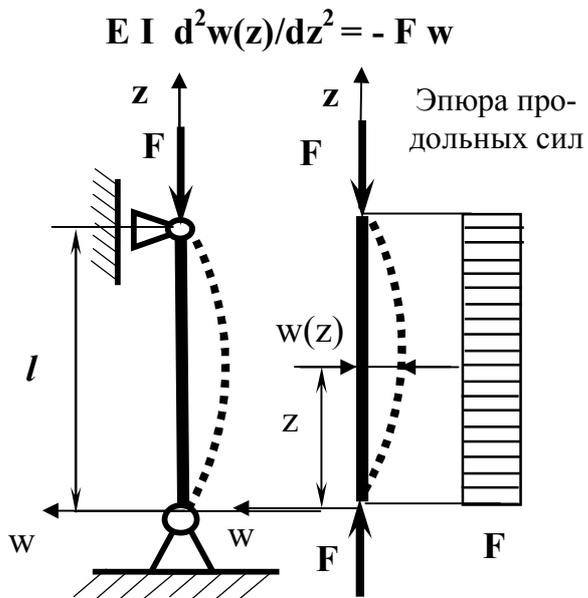


Рис. 13. Основная схема расчёта шарнирно закреплённого стержня на устойчивость, его изогнутая ось и эпюра продольных сил

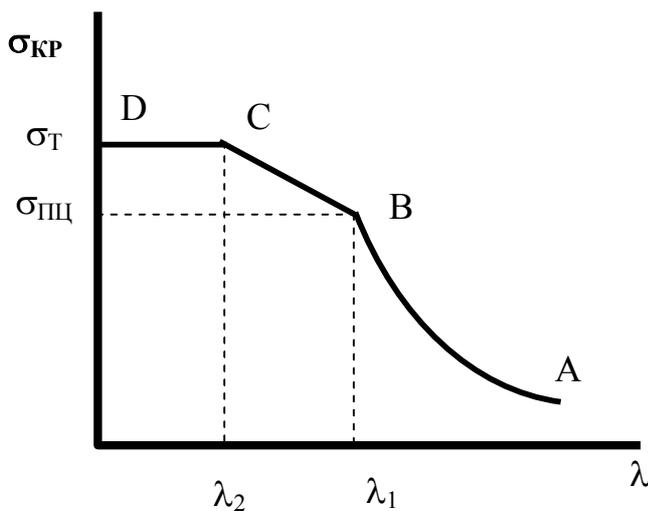


Рис.14. Зависимость критического напряжения от гибкости стержня.

Для случая линейно-упругого деформирования шарнирно закреплённого и сжатого осевой силой стержня определение $F_{кр}$ производится на основе дифференциального уравнения изогнутой оси балки (рис.13).

Результатом решения является значение наименьшего осевого усилия $F_{кр}$, при котором стержень теряет устойчивость. При использовании допущения о прямо пропорциональной связи деформации и нагрузки критическое усилие $F_{кр}$ рассчитывается по формуле Эйлера

$$F_{кр} = \pi^2 EI / l_{пр}^2 = A_B \pi^2 E / \lambda^2 = A_B \sigma_{кр},$$

где $\lambda = \mu L_B / i$, - гибкость, $\sigma_{кр}$ - критическое напряжение; L_B - расчётная длина винта (наибольшее расстояние от пяты до середины высоты гайки); i - радиус инерции сечения винта, $i = 0,25 d_3$ (d_3 - внутренний диаметр резьбы), E - модуль Юнга, A_B - площадь поперечного сечения винта. Зависимость критического напряжения в стержне от его гибкости при этом графически изображается кривой Эйлера (участок АВ на рис.14). Значение коэффициента длины μ зависит от схемы закрепления концов винта (см. рис. 12). Расчётная длина L_B винта рассчитывается по формуле

$$L_B = L_1 + H_{г} / 2 + 2d_2,$$

где L_1 - наибольшее осевое перемещение винта, $H_{г} = \Psi_H d_2$, d_2 - средний диаметр резьбы, Ψ_H - коэффициент высоты гайки. Участок винта длиной $2d_2$

используется для формирования головки винта домкрата или концевой части винта пресса, необходимой для крепления башмака.

Если сжимающие напряжения в сечении стержня становятся больше предела пропорциональности $\sigma_{ПЦ}$, то считается, что связь деформации винта и нагрузки существенно отклоняется от прямо пропорциональной. Зависимость критического напряжения в стержне от его гибкости становится линейной (участок ВС на рис.14). Такая ситуация наблюдается при значении гибкости

$$\lambda_2 \leq \lambda < \lambda_1 \quad (18)$$

где $\lambda_1 = \sqrt{\pi^2 E / \sigma_{\text{пц}}}$, $\lambda_2 = \sqrt{\pi^2 E / \sigma_T}$. Критическую силу при этом рассчитывают по эмпирической формуле Тетмайера – Ясинского

$$F_{\text{кр}} = (a - b\lambda)A_B,$$

где a, b - эмпирические коэффициенты, имеющие размерность напряжений (табл. 8 Приложения). При отсутствии опытных данных принять $\sigma_{\text{пц}} = (0,4 - 0,8)\sigma_T$. При

$$\lambda < \lambda_2$$

расчёт винта на устойчивости не производится.

Результат решения может быть откорректирован путём учёта коэффициентом K_D динамических нагрузок, увеличивающим значение F , или влияния резьбы винта, изменяющим значение его гибкости.

$$F' = FK_D, S'_y = F_{\text{кр}}/F'$$

В случае невыполнения условия (8) увеличивается диаметр винта или выбирают материал с более высокими механическими характеристиками.

Проверочный расчёт гайки ведётся по условиям (10)-(14), корпуса - по условиям (16)-(17).

Допускаемые напряжения на срез:

- для бронзы $[\tau_{\text{ср}}] = (0,6 \dots 0,7) \sigma_T / [S]$;
- для чугуна $[\tau_{\text{ср}}] = (1,2 \dots 1,4) \sigma_B / [S]$,

где коэффициенты запаса прочности $[S]$ принимаются такой же величины, как и при расчёте гайки на растяжение. При отсутствии справочных данных принимаем $[\tau_{\text{ср}}] = 20 \text{ МПа}$ для бронзовой и $[\tau_{\text{ср}}] = 40 \text{ МПа}$ для чугунной гайки.

Резьба гайки проверяется на прочность с помощью неравенства (13). Невыполнение условий (10) - (13) требует увеличения размеров гайки или выбора материала с более высокими механическими характеристиками. Невыполнение условия непроворачиваемости (14) требует корректировки конструкции для уравновешивания момента трения. При этом могут быть использованы винты (рис. 15 а, б) или шпоночные соединения (рассчитываемые

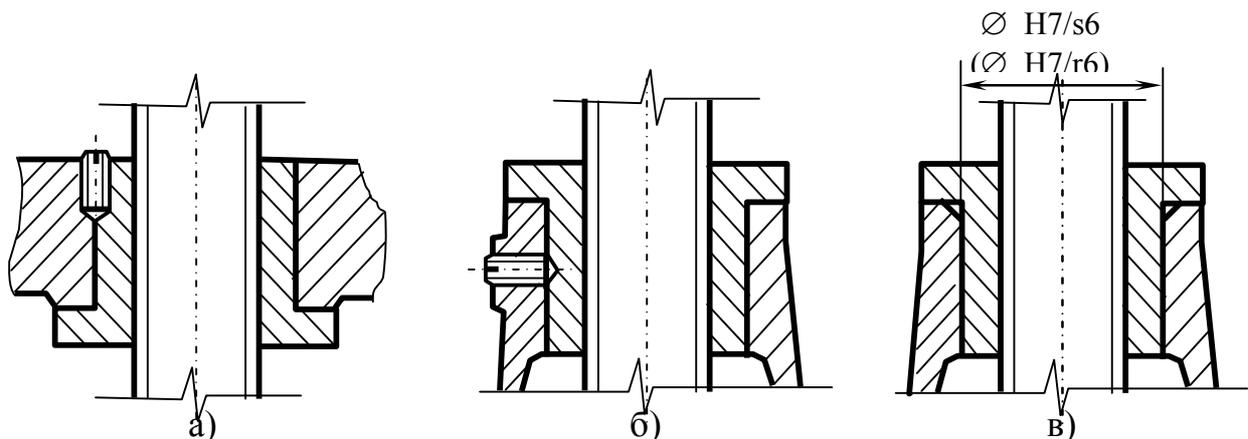


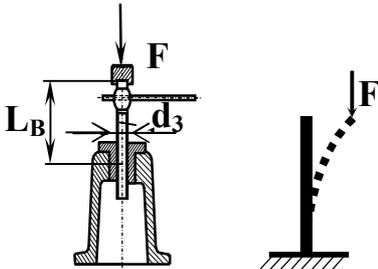
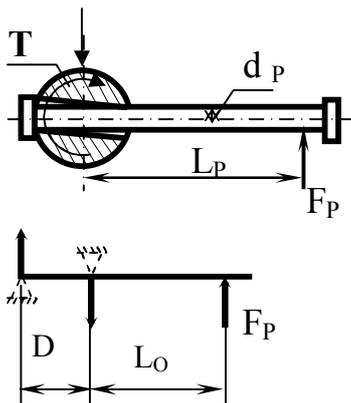
Рис. 15. Некоторые конструктивные варианты обеспечения непроворачиваемости гайки в корпусе.

на срез), соединения с натягом (рис. 14 в), иногда произведено увеличение диаметра бурта D_B .

Длина **рукоятки** не должна быть больше 1,2 м, в противном случае увеличивают число рабочих или назначают использование гидравлического привода. После проверки результатов расчёта разрабатывается комплект конструкторской документации в соответствии с техническим заданием.

Таким образом, расчёт каждой детали, как и механизма в целом производится по приведённому во введении алгоритму. Блок-схема расчёта некоторых деталей представлена в табл. 1, остальные следует составить студенту самостоятельно.

Таблица 1

| Этапы расчёта | Чем заканчивается этап | Винт домкрата (фрагмент проверочного расчёта) | Рукоятка (проектировочный расчёт) |
|---------------|---|--|---|
| 1 | Функциональная модель (назначение, факторы) | Винт предназначен для восприятия осевого сжимающего усилия и представляется стержнем определённого диаметра, длины и способа закрепления | Рукоятка предназначена для преобразования усилия рук рабочего в момент, уравнивающий момент сил сопротивления движению винта и представляется рычагом цилиндрической формы. |
| 2 | Физическая модель (законы, критерии работоспособности, расчётные схемы) | Устойчивость  | Равновесие, прочность  |
| 3 | Математическая модель | $S_y \geq [S_y]$ | $T = F_P L_P,$ $\sigma \leq [\sigma],$ |
| 4 | Нахождение значений неизвестных параметров | $S_y = F_{кр}/F$ | $L_0 = T/F - 0,5D.$ $d_P = \sqrt{F L_0 / (0,1[\sigma_{II}])}$ |
| 5 | Корректировка найденных значений | $F' = F K_D$ $S'_y = F_{кр}/F'$ | ГОСТ на ряды нормальных линейных размеров. |
| 6 | Проверка полученных решений | Проверка условия $S'_y \geq [S_y]$ | Проверка условия $L_P \leq 1200 \text{ мм}$ |

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных спец. вузов. -М.: Машиностроение, 1988.-368 с.: ил.
2. Носов В.В. Методика преподавания курса «Детали машин» // Труды всероссийской научно-технической конференции, проводимой с участием зарубежных представителей, 10-12 октября 2008 г.- М.:МГТУ им.Н.Э.Баумана.-2008 – 272 с., с. 248-249//Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники: Труды Международ. науч.-техн. конф., 27-28 апреля 2010 г./ Балт.гос. техн.ун-т.-СПб,2010. -277 с.с. 135-138.
3. Носов В.В. Внедрение информационных технологий в процесс изучения технических дисциплин// Современное машиностроение. Наука и образование : материалы 2-й международной научно-практической конференции. / под ред. М.М.Радкевича и А.Н. Евграфова.. – СПб.:Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 846 с. С. 108-116.

Неопределённость - неоднозначность, многовариантность решений задачи.
Информация — сведения, снижающие неопределённость.
Информационные технологии (от англ. *information technology*) — широкий класс дисциплин и областей деятельности, относящихся к технологиям создания, сохранения, управления и обработки данных, в том числе с применением вычислительной техники. Информационные технологии призваны, основываясь и рационально используя современные достижения в области компьютерной техники и иных высоких технологий, новейших средств коммуникации, программного обеспечения и практического опыта, решать задачи по эффективной организации информационного процесса для снижения затрат времени, труда, энергии и материальных ресурсов во всех сферах человеческой жизни и современного общества. Информационные технологии взаимодействуют и часто составляющей частью входят в сферы услуг, области управления, промышленного производства, социальных процессов. Их внедрение должно начинаться с создания математического обеспечения, моделирования, формирования информационных хранилищ для промежуточных данных и решений.

Рациональный - логически обусловленный, мысленно полученный с использованный причинно-следственных связей.

Оптимальный - лучший из возможных

Абстракция, или **абстракт**, (от лат. *abstractio* — «отвлечение», введённого Боэцием как перевод греческого термина, употреблявшегося Аристотелем). Слово «Абстракция» используется в двух смыслах: **абстракция** — процесс, то же что и «**абстрагирование**»; **абстракция** — «**абстрактное понятие**», «**абстракт**», результат абстрагирования. Абстрактное понятие - мысленная конструкция, представляющая собой некий концепт, или идею, способную олицетворять некие предметы или явления реального мира, но при этом отвлеченная от конкретных их воплощений. Абстрактные конструкции могут и не иметь прямых аналогов в физическом мире, что характерно, например, для математики (вообще, вероятно, являющейся наиболее абстрактной наукой). Абстрагирование — это форма познания, представляющая собой мысленное выделение существенных сторон, свойств и связей предмета и отвлечение от других его сторон, свойств и связей, признаваемых «частными», несущественными. Это теоретическое обобщение позволяет отразить основные закономерности исследуемых объектов или явлений, изучать их, а так же прогнозировать новые, неизвестные закономерности. Степень отвлечённости обсуждаемого понятия называется **уровнем абстракции**. **Определение через абстракцию** — способ описания (выделения, «абстрагирования») не воспринимаемых чувственно («абстрактных») свойств предметов путём задания на предметной области некоторого отношения типа равенства (тождества, эквивалентности).

Критерий (гр. *kriterion* - признак для суждения) — признак, основание, мерило оценки чего-либо. Особо выделяют критерии истинности знания. Различают логические (формальные) и эмпирические (экспериментальные) критерии истинности. Формальным критерием истины служат логические законы: истинно всё, что не включает в себе противоречия, логически правильно. Эмпирическими критериями истинности служит соответствие знания экспериментальным данным. Вопросом о критериях истины, выставляемых разными философскими школами, занимается теория познания или **гносеология**.

Резьба трапецеидальная по ГОСТ 9484-81

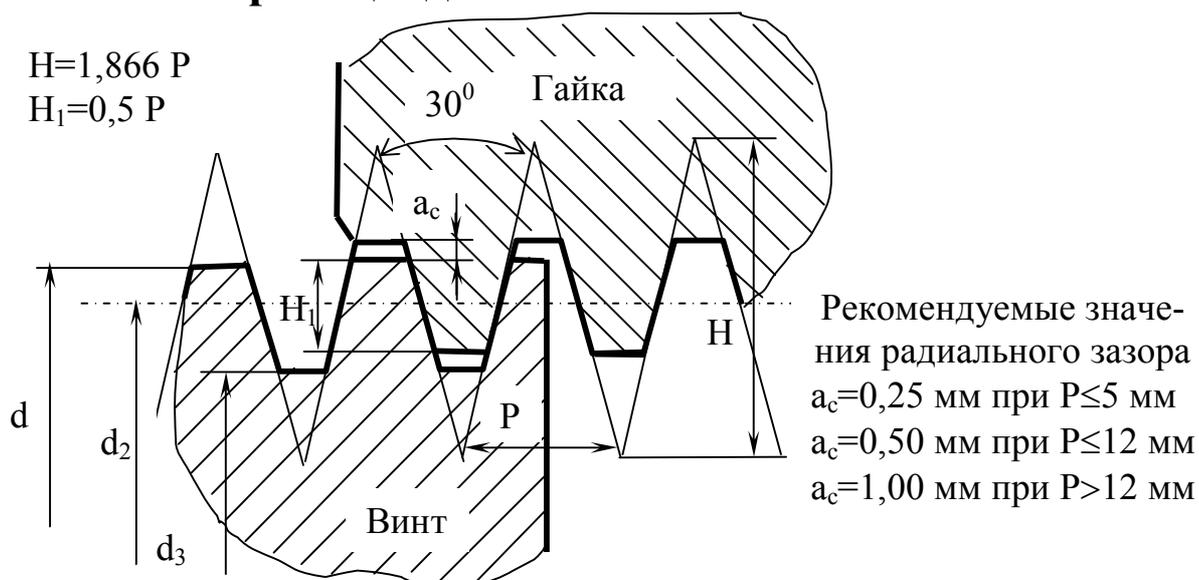


Рис.16. Профиль трапецеидальной резьбы

Таблица 2

Пример обозначения:

Резьбового соединения (резьба трапецеидальная номинальным диаметром $d=20$ мм, ша-

| № | d | P | d ₂ | d ₃ | № | d | P | d ₂ | d ₃ |
|----|----|---|----------------|----------------|----|----|----|----------------|----------------|
| 1 | 16 | 4 | 14 | 11,5 | 15 | 40 | 6 | 37 | 33 |
| 2 | 16 | 2 | 15 | 13,5 | 16 | 42 | 6 | 39 | 35 |
| 3 | 18 | 4 | 16 | 13,5 | 17 | 44 | 8 | 40 | 35 |
| 4 | 18 | 2 | 17 | 15,5 | 18 | 46 | 8 | 42 | 37 |
| 5 | 20 | 4 | 18 | 15,5 | 19 | 48 | 8 | 44 | 39 |
| 6 | 22 | 5 | 19,5 | 16,5 | 20 | 50 | 8 | 46 | 41 |
| 7 | 24 | 5 | 21,5 | 18,5 | 21 | 52 | 8 | 48 | 43 |
| 8 | 26 | 5 | 23,5 | 20,5 | 22 | 55 | 8 | 51 | 46 |
| 9 | 28 | 5 | 25,5 | 22,5 | 23 | 60 | 8 | 56 | 51 |
| 10 | 30 | 6 | 27 | 23 | 24 | 65 | 10 | 60 | 54 |
| 11 | 32 | 6 | 29 | 25 | 25 | 70 | 10 | 65 | 59 |
| 12 | 34 | 6 | 31 | 27 | 26 | 75 | 10 | 70 | 64 |
| 13 | 36 | 6 | 33 | 29 | 27 | 80 | 10 | 75 | 69 |
| 14 | 38 | 6 | 35 | 31 | | | | | |

гом $P=4$ мм) с полем допуска винтового отверстия 7H, винта 7e:

Tr20x4 -7H/7e

Резьбового соединения (резьба трапецеидальная номинальным диаметром $d=20$ мм, ходом $P_h=8$ мм, шагом $P=4$ мм, левая) с полем допуска винтового отверстия 7H, винта 7e:
Tr20x8(P4)LH -7H/7e

Винта Tr 20x4 с полем допуска 7e:

Tr 20x4 -7e

Винтового отверстия Tr 20x4 с полем допуска 7H:

Tr 20x4-7H

Резьба упорная по ГОСТ 10177-82

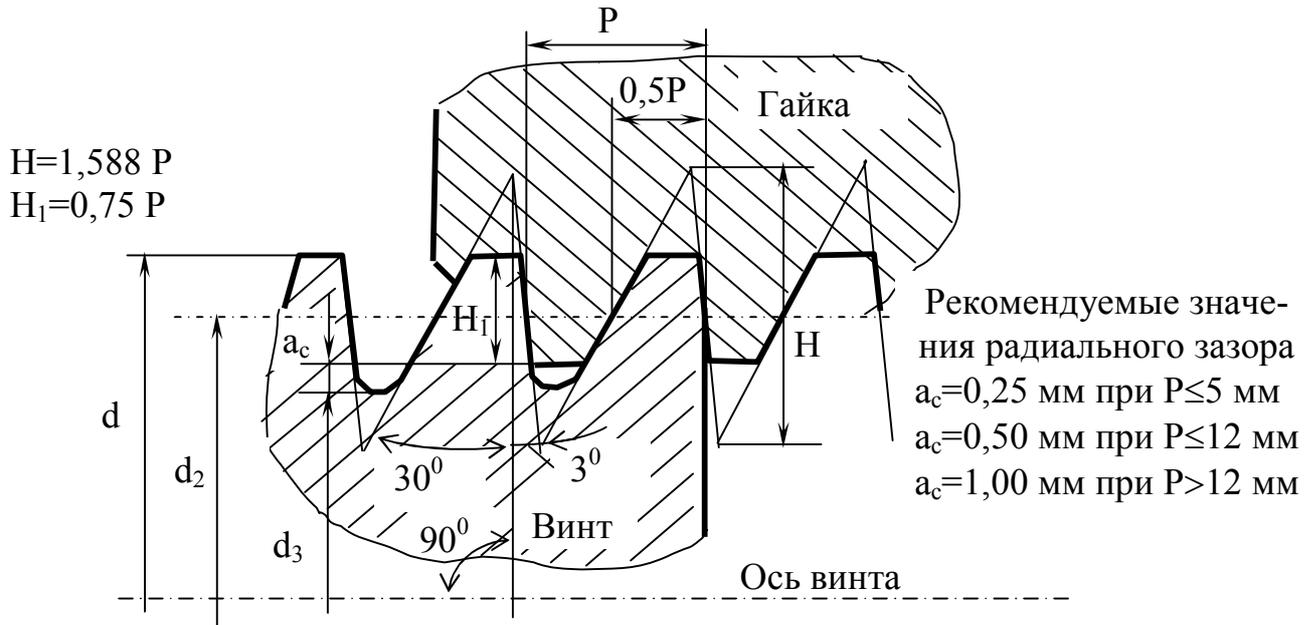


Рис.17. Профиль упорной резьбы

Таблица 3

Пример обозначения:

| № | d | P | d ₂ | d ₃ | № | d | P | d ₂ | d ₃ |
|----|----|---|----------------|----------------|----|----|----|----------------|----------------|
| 1 | 14 | 3 | 11,75 | 8,793 | 14 | 40 | 7 | 34,75 | 27,851 |
| 2 | 16 | 4 | 13 | 9,058 | 15 | 42 | 7 | 36,75 | 29,851 |
| 3 | 18 | 4 | 15 | 11,058 | 16 | 44 | 7 | 38,75 | 31,851 |
| 4 | 20 | 4 | 17 | 13,058 | 17 | 46 | 8 | 40 | 32,116 |
| 5 | 22 | 5 | 18,25 | 13,322 | 18 | 48 | 8 | 42 | 34,116 |
| 6 | 24 | 5 | 20,25 | 15,322 | 19 | 50 | 8 | 44 | 36,116 |
| 7 | 26 | 5 | 22,25 | 17,322 | 20 | 52 | 8 | 46 | 38,116 |
| 8 | 28 | 5 | 24,25 | 19,322 | 21 | 55 | 9 | 48,25 | 39,380 |
| 9 | 30 | 6 | 25,50 | 19,587 | 22 | 60 | 9 | 53,25 | 44,380 |
| 10 | 32 | 6 | 27,50 | 21,587 | 23 | 65 | 10 | 57,50 | 47,645 |
| 11 | 34 | 6 | 29,50 | 23,587 | 24 | 70 | 10 | 62,50 | 52,645 |
| 12 | 36 | 6 | 31,50 | 25,587 | 25 | 75 | 10 | 67,50 | 57,645 |
| 13 | 38 | 7 | 32,75 | 25,851 | 26 | 80 | 10 | 72,50 | 62,645 |

Резьбового соединения (резьба упорная номинальным диаметром $d=20$ мм, шагом $P=4$ мм) с полем допуска винтового отверстия 7AZ, винта 7h:

S20x4-7AZ/7h

Резьбового соединения (резьба упорная номинальным диаметром $d=20$ мм, шагом $P=4$ мм, левая) с полем допуска винтового отверстия 7AZ, винта 7h:

S20x4LH - 7AZ/7h

Винта S20x4 с полем допуска 7h:

S20x4-7h

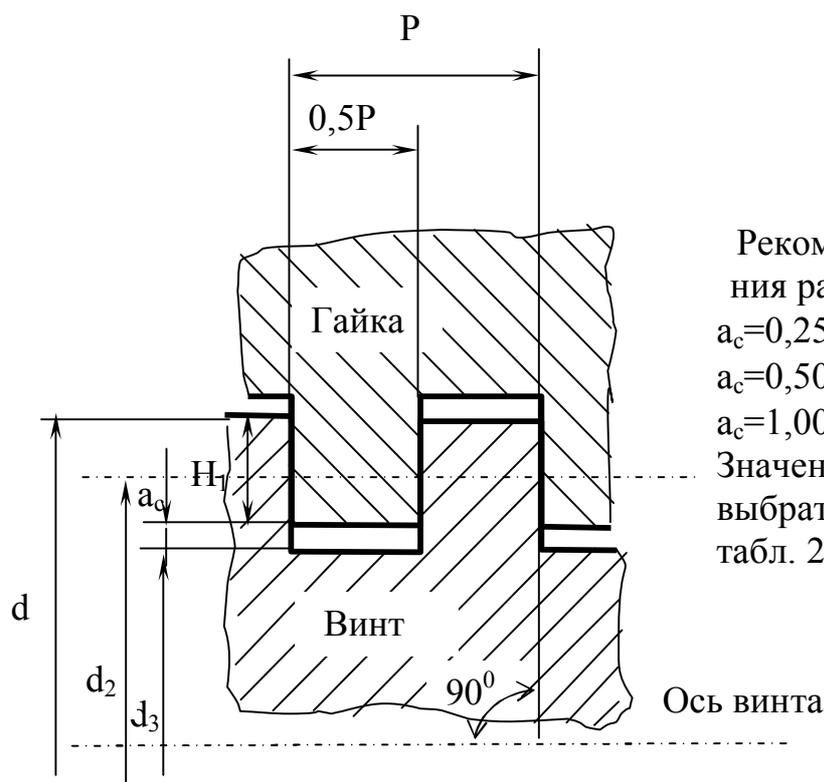
Винтового отверстия S20x4 с полем допуска 7AZ:

S20x4-7AZ

Характеристики физико-механических свойства материалов

| Материал | Предел прочности, МПа σ_B | Предел текучести, МПа σ_T | Модуль упругости E, МПа |
|---|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------|
| Стали углеродистые обыкновенного качества ГОСТ 380-71 | | | |
| Ст3 | 380-470 | 210-240 | 2×10^5 |
| Ст4 | 420-520 | 240-260 | 2×10^5 |
| Ст5 | 500-620 | 260-280 | 2×10^5 |
| Стали углеродистые качественные ГОСТ 1050-74 | | | |
| 40 | 580-700 | 340 | $2,135 \times 10^5$ |
| 45 | 610-750 | 360 | $2,04 \times 10^5$ |
| 50 | 640-800 | 380 | $2,20 \times 10^5$ |
| Легированные стали ГОСТ 4543-71 | | | |
| 45X | 730-1050 | 650 | $2,185 \times 10^5$ |
| 40XH | 1000-1450 | 800 | $2,040 \times 10^5$ |
| Серый чугун ГОСТ 1412-85 | | | |
| СЧ15-32 | 150 | - | $0,8-1,5 \times 10^5$ |
| СЧ21-40 | 210 | 158 | $0,85 \times 10^5$ |
| Бронзы оловянные ГОСТ613-79 | | | |
| Бр. ОЦС 6-6-3 литьё в землю | 150 | 110 | - |
| литьё в кокиль | 180 | 90 | $0,9 \times 10^5$ |
| Бр ОФ 10-1 литьё в землю | 200 | 140 | $0,754 \times 10^5$ |
| литьё в кокиль | 250 | 200 | $1,03 \times 10^5$ |
| Бр ОЦ8-4 | 200 | 45 | - |
| Бронзы алюминиевые ГОСТ 493-79 | | | |
| Бр. АЖ9-4 | 550 | 200 | $1,12 \times 10^5$ |
| Бр. АМц9-2 | 400 | 200 | $0,92 \times 10^5$ |
| Бр АЖМц10-3-1,5 Литьё в кокиль | 560 | 210 | 1×10^5 |

Резьба прямоугольная (нестандартизированная)



Рекомендуемые значения радиального зазора
 $a_c=0,25$ мм при $P \leq 5$ мм
 $a_c=0,50$ мм при $P \leq 12$ мм
 $a_c=1,00$ мм при $P > 12$ мм
 Значения шага P можно выбрать по диаметру и табл. 2,3.

Рис. 18. Профиль прямоугольной резьбы

$$H_1 = 0,5 P$$

d_2 –выбирается

$$d = d_2 + H_1$$

$$d_3 = d_2 - H_1 - 2a_c$$

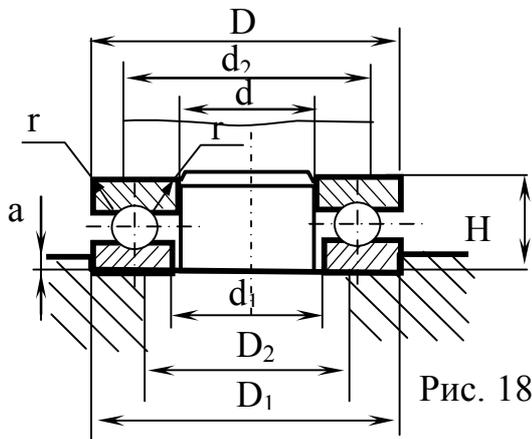
Таблица 5

Нормальные линейные размеры, мм (из ГОСТ 6636-69)

| | | | | | | | | | |
|-----|-----|------|----|-------|-------|-----|-----|-----|-----|
| 3,2 | 5,6 | 10 | 18 | 32 | 56 | 100 | 180 | 320 | 560 |
| 3,4 | 6,0 | 10,5 | 19 | 34/35 | 60/62 | 105 | 190 | 340 | 600 |
| 3,6 | 6,3 | 11 | 20 | 36 | 63/65 | 110 | 200 | 360 | 630 |
| 3,8 | 6,7 | 11,5 | 21 | 38 | 67/70 | 120 | 210 | 380 | 670 |
| 4,0 | 7,1 | 12 | 22 | 40 | 71/72 | 125 | 220 | 400 | 710 |
| 4,2 | 7,5 | 13 | 24 | 42 | 75 | 130 | 240 | 420 | 750 |
| 4,5 | 8,0 | 14 | 25 | 45/47 | 80 | 140 | 250 | 450 | 800 |
| 4,8 | 8,5 | 15 | 26 | 48 | 85 | 150 | 260 | 480 | 850 |
| 5,0 | 9,0 | 16 | 28 | 50/52 | 90 | 160 | 280 | 500 | 900 |
| 5,3 | 9,5 | 17 | 30 | 53/55 | 95 | 170 | 300 | 530 | 950 |

Числа под косой чертой – для посадочных мест подшипников качения

Шарикоподшипники упорные однорядные типа 8000



Размеры, мм

Таблица 6

| По ГОСТ 6874-54 | | | | | | d ₂ | D ₂ | D ₁ | a | Шарики | | Грузоподъёмность, кГ | | п,об/мин при смазке | | G, кГ |
|----------------------------------|----|----|----|----------------|-----|----------------|----------------|----------------|---|----------------|----|----------------------|----------------|---------------------|------|-------|
| Условное обозначение подшипников | d | D | H | d ₁ | r | | | | | D _T | z | C | C ₀ | к | ж | |
| Особо легкая серия | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8100 | 10 | 24 | | 10,2 | 0,5 | 19 | 15 | 24,5 | 2 | 4,76 | 10 | 658 | 1130 | 5300 | 8000 | 0,02 |
| 8101 | 12 | 26 | 9 | 12,2 | | 21 | 17 | 26,5 | | | 11 | 697 | 1250 | | | 0,02 |
| 8102 | 15 | 28 | | 15,2 | | 23 | 20 | 28,5 | | | 12 | 743 | 1360 | | | 0,024 |
| 8103 | 17 | 30 | | 17,2 | | 25 | 22 | 30,5 | | | 14 | 822 | 1590 | | | 0,03 |
| 8104 | 20 | 35 | 10 | 20,2 | 1 | 29 | 26 | 35,5 | 3 | 5,56 | 14 | 1100 | 2160 | 4000 | 6300 | 0,04 |
| 8105 | 25 | 42 | 11 | 25,2 | | 35 | 32 | 42,5 | | | 17 | 1250 | 2620 | | | 0,06 |
| 8106 | 30 | 47 | | 30,2 | | 40 | 37 | 47,5 | | | 19 | 1380 | 2930 | | | 0,07 |
| 8107 | 35 | 52 | 12 | 35,2 | | 45 | 43 | 52,5 | | | 20 | 1680 | 3720 | | | 0,084 |
| Лёгкая серия | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8201 | 12 | 26 | 11 | 12,2 | 1 | 22 | 18 | 28,5 | 3 | 3,56 | 10 | 868 | 1540 | 5000 | 6300 | 0,034 |
| 8204 | 20 | 40 | 14 | 20,2 | | 32 | 28 | 40,5 | | | 12 | 1580 | 3060 | 4000 | 5000 | 0,080 |
| 8205 | 25 | 47 | 15 | 25,2 | | 38 | 34 | 47,5 | | | 13 | 2040 | 4100 | 3150 | 5000 | 0,12 |
| 8206 | 30 | 52 | 16 | 30,2 | | 43 | 39 | 52,5 | | | 15 | 2300 | 4720 | 3150 | 4000 | 0,14 |
| 8207 | 35 | 62 | 18 | 35,2 | 1,5 | 52 | 45 | 62,5 | | 9,53 | 15 | 3160 | 6800 | 3150 | 4000 | 0,22 |

Таблица 7

Коэффициенты трения

| Материалы пары трения | Упорный шарикоподшипник | |
|-----------------------|-------------------------|--------------|
| | Винтовая пара | Плоская пята |
| Сталь (чугун)-бронза | 0,15-0,17 | 0,20-0,22 |
| Сталь-чугун | 0,17-0,20 | 0,22-0,25 |
| Сталь-сталь | 0,20-0,25 | 0,30-0,35 |

Таблица 8

Коэффициенты а и в в формуле Гетмайера - Ясинского

| Материал винта | Ст3 | Ст4 | Ст5 | Сталь 45 | Сталь 50 |
|----------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| а, МПа | 310 | 328 | 350 | 450 | 470 |
| в, МПа | 1, 14 | 1, 11 | 1, 15 | 1, 67 | 1, 87 |