

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»
(ВлГУ)

Институт инновационных технологий
Кафедра «Технология машиностроения»

Конспект лекций
(часть 4)

по дисциплине
«ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»

для студентов ВлГУ, обучающихся по направлению
13.03.03 «Энергетическое машиностроение»

Составитель:
доцент кафедры ТМС Федотов О.В.

Владимир 2015

Конспект лекций по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» для студентов ВлГУ, обучающихся по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение».

Настоящий конспект лекций составлен в соответствии с требованиями ФГОС ВО и ОПОП направления подготовки 13.03.03 «Энергетическое машиностроение», рабочей программы дисциплины «Детали машин и основы конструирования». В качестве рекомендаций для организации эффективной работы студентов использованы методические пособия ведущих ВУЗов России.

Рекомендации предназначены для студентов очной и заочной форм обучения.

Рассмотрены и одобрены на заседании
НМС направления 13.03.03
Протокол № 6 от 11.11.2015 г.
Рукописный фонд кафедры ТМС ВлГУ

Оглавление

Лекция № 4.1. Валы и оси.

Лекция № 4.2. Подшипники качения.

Лекция № 4.3. Подшипники скольжения.

Лекция № 4.4. Муфты. Пружины.

Лекция № 4.5. Соединения.

Введение

Дисциплина "Детали машин и основы конструирования" является базовой дисциплиной для последующей подготовки бакалавров по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение», в которой реализована идея интеграции университетского образования в области фундаментальных наук и технического - в области прочности, надёжности и безопасности машин (механизмов). Эта дисциплина - первая из расчётно-конструкторских курсов, необходимых для подготовки студентов данного направления.

Автор предполагает, что в соответствии с учебным планом подготовки бакалавров к моменту изучения дисциплины «Детали машин и основы конструирования» студенты уже усвоили знания следующих дисциплин - инженерная графика, теоретическая механика, материаловедение, теория механизмов и машин, сопротивление материалов.

Изучение настоящего конспекта лекций обеспечивает приобретение студентами теоретических знаний и первоначальных навыков конструирования машин. Это позволяет готовить бакалавров широкого профиля, способных работать практически во всех отраслях промышленности и транспорта.

Содержание и объём конспекта лекций по дисциплине «Детали машин и основы конструирования», модульный принцип изложения материала в нём соответствует требованиям ФГОС ВО по указанному направлению подготовки бакалавров.

Целью освоения дисциплины «Детали машин и основы конструирования» является формирование у студентов знаний основ теории, расчёта, конструирования деталей, сборочных единиц и узлов машин, разработки и оформления конструкторской документации.

К задачам изучения теоретического курса дисциплины «Детали машин и основы конструирования» относятся:

- научить основным методам проектирования простых механических агрегатов, в том числе с применением твердотельного моделирования в CAD-среде, расчётным методам определения прочностной надёжности типовых деталей, сборочных единиц и узлов машин.

Особенностью конспекта лекций является большой типаж изучаемых конструкций при общности расчётов по основным определяющим критериям.

При написании конспекта лекций не ставилась цель всеобъемлющего охвата. Вместе с другими литературными источниками, которыми студенты пользуются в рамках самостоятельной работы, конспект лекций призван заложить основу конструкторской подготовки, формирования широкого инженерного мышления.

ВАЛЫ и ОСИ

Конструирование и расчет валов на прочность

Валы служат для поддержания вращающихся деталей (зубчатых колес, звездочек, муфт, шкивов) и передает крутящий момент вдоль оси вала от одной вращающейся детали к другой. Валы опираются на подшипники. При работе зубчатой передачи валы испытывают сложно-напряженное состояние вследствие деформации и изгиба. Проектирование валов ведется в несколько этапов:

1. Приближенное определение усредненного диаметра по ориентировочной формуле, учитывающей только деформацию кручения, поскольку деформацию изгиба на первом этапе определить невозможно.
2. Зная усредненный диаметр вала и схему расположения вращающихся деталей на валу, а так же расположение подшипников, разрабатывается конструкция вала. Эта конструкция входе дальнейших расчетов будет уточняться.
3. На основании конструкции вала и действующих нагрузок составляется расчетная схема вала. При этом все силы действующие в зацеплениях считаются сосредоточенными, а подшипники представляются виде подвижных и неподвижных шарниров. Такая схема позволяет вести расчет вала, как балки на двух опорах на изгибе кручения.
4. Расчет вала на статическую прочность. Строятся эпюры изгибающих моментов. Находятся опасные сечения, в них определяются нормальные и касательные напряжения. По 3ей гипотезе находится эквивалентное напряжение под действием максимальных статистических нагрузок и проверяется условие статистической прочности.
5. Определяется нормальное и касательное напряжения в опасном сечении от действия длительных циклических нагрузок и ведется расчет на выносливость.

На 4 и 5 этапах вносятся изменения в конструкцию вала с учетом уточненных расчетов.

1ый этап:

Вначале известен только крутящий момент на входе редуктора. Можно определить диаметр вала только в зависимости от касательных напряжений.

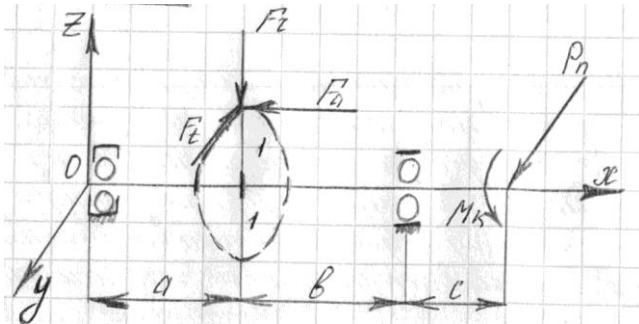
$$\tau = \frac{1000T}{W_p} = \frac{1000T}{2\pi d^3 / 32} = \frac{1000T}{0,2d^3} \leq [\tau] \quad d = \sqrt[3]{\frac{1000T}{0,2[\tau]}}$$

Не учитывается изгибающее напряжение, допускаемое контактное напряжение допускается пониженного значения : $[\tau] \sim 15 \dots 35 \text{ МПа}$

2ой этап:

Конструирование вала. Как правило, валы имеют сложную ступенчатую форму и состоят из нескольких участков: участок посадки вращающейся детали, зубчатых колес, муфт, шкивов, звездочек.

3ий этап:

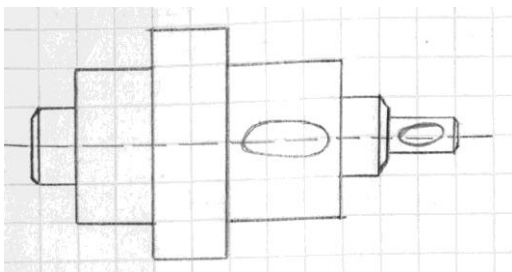


где МК – крутящий момент двигателя

P_n – радиальная составляющая сил, действующих на муфту (между двигателем и валом)

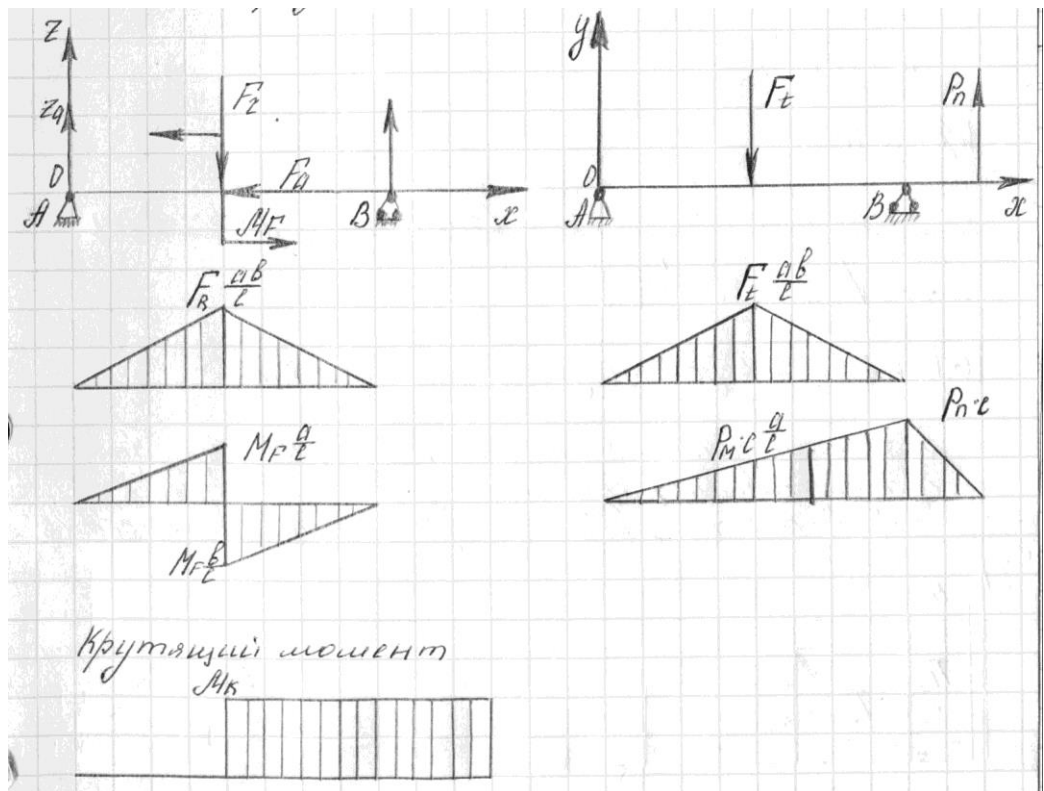
F_t, F_r, F_a – три составляющие силы действующие в зацеплении

$l = a + b$



4ый этап:

Показываем расчетную схему в плоскости ZOX и горизонтальной плоскости YOX



5ый этап:

После построения эпюр крутящих и изгибающих моментов определяется опасное сечение. В данной задаче опасное сечение – сечение колеса 1-1

Полный суммированный момент в опасном сечении:

$$M_{изг} = \sqrt{\left(F_r \frac{ab}{l} + M_F \frac{a}{l}\right)^2 + \left(F_t \frac{ab}{l} + P_M \frac{ca}{l}\right)^2}$$

Определение напряжения в опасном сечении:

$$\sigma_n = \frac{M_{изг}}{W_{OC}} = \frac{M_{изг}}{0,1d^3}$$

$W_{OC} = \frac{\pi d^3}{32}$ – осевое момент сопротивления для кругового сечения вала.

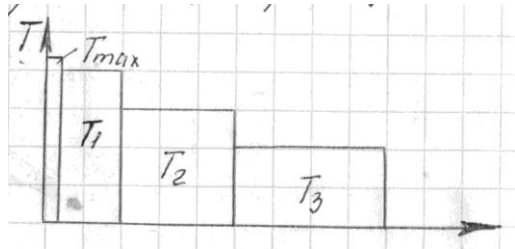
$$\tau = \frac{M_K}{W_P} = \frac{M_K}{0,2d^3} \quad W_P = 2W_{OC}$$

По энергетической теории (Зей гипотезе) прочности:

$$\sigma_{э\kappa\beta} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

$[\sigma] = 0,8\sigma_T$ – предел текучести материала

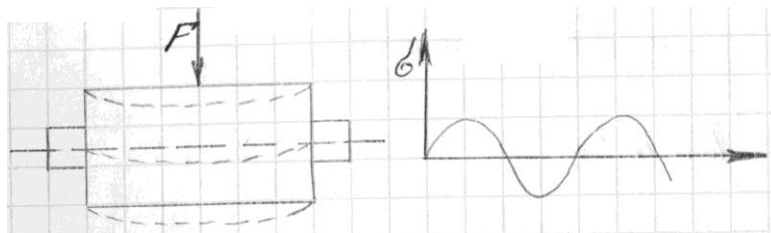
Для валов применяют стали 5, 40, 45 без закалки (иногда улучшения). При использовании стали 20Х для валов, опирающихся на подшипники скольжения.



Вышеизложенный расчет на статическую прочность выполняется с учетом пиковых нагрузок, отличающихся большой величиной и малым временем действия. Расчет на выносливость ведется по длительнодействующим нагрузкам.

Расчет валов на выносливость

Основным видом разрушения валов в машиностроении является усталостное разрушение под действием длительнодействующих переменных циклических нагрузок. Напряженное состояние валов отличается тем, что даже при действии постоянных по величине и направлению сил, валы испытывают переменные напряжения.



Расчет на выносливость валов выполняется в форме определения запаса усталостной прочности. Запас усталостной прочности определяется

$$\frac{1}{S^2} = \frac{1}{S_\sigma^2} + \frac{1}{S_\tau^2}$$

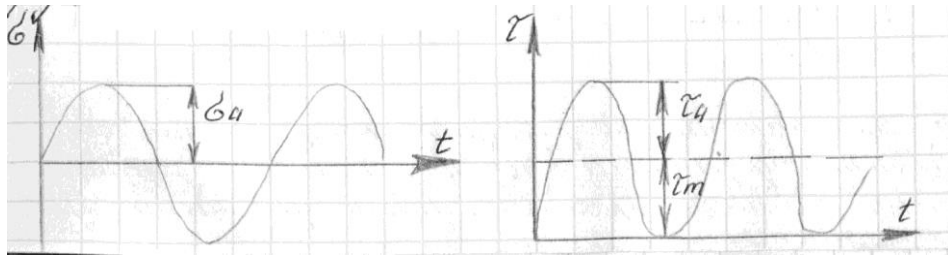
где S – запас прочности вала на выносливость

S_σ – запас прочности вала по напряжениям изгиба

S_τ – запас прочности вала по напряжениям кручения

$$[S] \geq S, [S] = 1,5 \dots 2,5$$

Для определения S_σ и S_τ необходимо знать характер нагружения валов. Поскольку характер нагружения в общем случае является случайным, то при расчете запаса характер принимается условно, а именно для напряжения изгиба принимается симметричным синусоидальным, а для напряжения кручения пульсирующим отнулевым.



Постоянное напряжение σ_m равно нулю, а переменное напряжение равно:

$$\sigma_a = \sigma_H = \frac{M_{изг}}{W_{OC}} = \frac{M_{изг}}{0,1d^3} \quad \tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot \frac{M_{кр}}{W_p} = 0,5 \cdot \frac{M_{кр}}{0,2d^3}$$

Определим составляющие запаса:

$$S_\sigma = \frac{\sigma - 1}{K_{D\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

где $\sigma - 1$ – предел выносливости (характеристика материала)

σ_a , σ_m – переменные и постоянные составляющие нормальных напряжений (зависит от внешней нагрузки и сечения вала)

$K_{D\sigma}$ – коэффициент, учитывающий влияние различных факторов на выносливость

ψ_σ – коэффициент асимметрии цикла, т.е. коэффициент, учитывающий влияние постоянной составляющей напряжения на выносливость.

Запас выносливости для касательных напряжений:

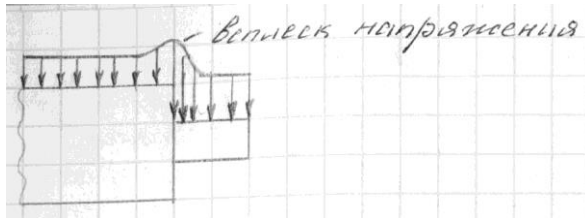
$$S_\tau = \frac{\tau - 1}{K_{D\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

где $\tau - 1$ – предел выносливости по касательным напряжениям

τ_a – переменная составляющая касательных напряжений

τ_m – постоянная составляющая касательных напряжений.

$$K_D = \frac{\left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon} + K_F - 1\right)}{K_V}$$
, где K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений. Этот коэффициент представляет собой отношение действительного например к номинальному в места изменения поперечного сечения. $K_\sigma > 1$ – находится по справочнику.



ε – масштабный фактор, учитывающий влияние размеров детали на выносливость. Пределы выносливости σ_{-1} и τ_{-1} получают экспериментальным путем на малых гладких образцах. Практика показывает, что чем больше имеет размеры образец, тем меньше предел выносливости. Это связано с тем, что структура материала однороднее в малых образцах и меньше инородных включений в малых образцах. Масштабный фактор определяется по справочнику в зависимости от технологии получения заготовки.

K_F – учитывает качество поверхности вала (шероховатости). Чем меньше шероховатость поверхности, тем больше выносливость вала.

K_V – коэффициент зависящий от вида термообработки.

Коэффициент K_{Dt} определяется аналогично.

Расчет на выносливость можно выполнять, если эквивалентное напряжение при рабочих нагрузках заведомо не превышает допускаемых.

$$\sigma_{эkv} = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon}\right) \cdot [S]}$$

При переменном режиме нагружения эквивалентные режимы нагружения зависят от переменности режима нагружения:

$$\sigma_E = \sqrt[m]{\frac{1}{N_G} \cdot \sum \sigma_i^m n_i t_i}$$

где σ_E – эквивалентное напряжение с учетом переменного режима.

$N_G = (0,5 \dots 1)10^7$ – базовое число циклов

σ_i , n_i , t_i – напряжение, частота вращения и время работы на i -ой ступени нагрузочной диаграммы.

$m=9$ – для легированных сталей

$m=6$ – для нелегированных сталей

Для прецизионных (высокоточных) передач кроме прочностных расчетов выполняется расчет на жесткость и по определению резонансной частоты.

Под действием нагрузок валы деформируются (сгибаются и скручиваются). В точных приводах такие деформации могут привести к недопустимым погрешностям, поэтому для высокоточных передач определяются величины таких деформаций.

В частности угол закручивания вала определяется: $\varphi = \frac{M_K \cdot l}{Y_p \cdot G} \leq [\varphi]$

Кроме деформации кручения валов на погрешность привода влияет деформация при изгибе валов и контактные деформации в зубчатых сопряжениях (зацеплениях). Например, в станках погрешности от деформации кручения валов составляют примерно 30% от суммарной погрешности, зависящей от кручения валов, их изгиба и контактной деформации зубьев.

Суммарный угол зацепления: $\varphi_{\Sigma} \approx 3\varphi$

При точных расчетах все три вида деформации должны быть определены.

При относительно тонких и длинных валах, а так же при больших массах колес, расположенных на валах, собственная частота колебаний такой передачи может быть относительно низкой. При совпадении собственной частоты и частоты вращения валов может произойти явление резонанса (увеличение амплитуды). Для недопустимости резонанса определяют ω_c , и чтобы $\omega_c > \omega$, где ω_c – собственная частота; ω – частота вращения вала. $\omega = [1/c]$

ПОДШИПНИКИ

Подшипники служат для поддержания валов в качестве направляющих вращательного движения. Подшипники подразделяют на подшипники скольжения и подшипники качения.

Достоинства подшипников качения:

1. Существенно меньший момент трогания из состояния покоя.
2. Малые осевые габариты.
3. Простота обслуживания и малый расход смазочных материалов.
4. Полная взаимозаменяемость подшипников.
5. Низкая стоимость подшипников качения при массовом производстве, как стандартных сборочных единиц.

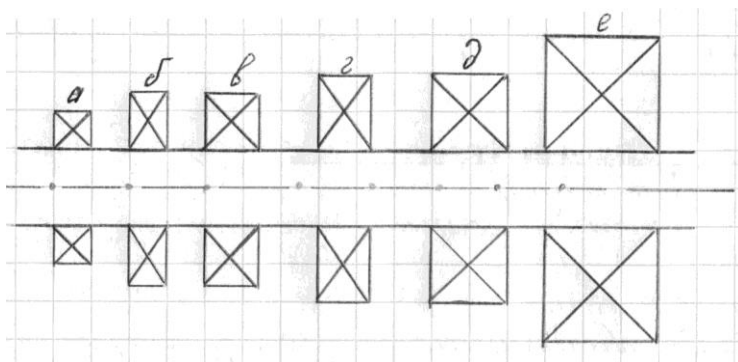
Недостатки подшипников качения:

1. Большие радиальные габариты.
2. Ограниченный ресурс работы подшипников из-за высоких контактных напряжений.
3. Ограниченность частоты вращения (чем больше размер, тем меньше частота вращения).
4. Высокая стоимость изготовления нестандартных подшипников.

Конструктивно подшипник качения, как сборочная единица, состоит из внутренних и наружных колес, тел качения и сепаратора.

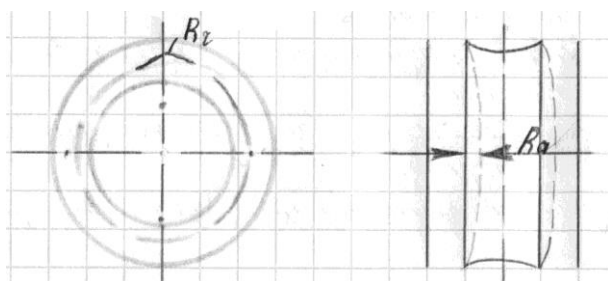
Классификация подшипников

1. По форме тел качения: шариковые и роликовые. Ролики различаются на цилиндрические (короткие, длинные, игольчатые), конические и сферические (бочкообразные).
2. По направлению действия сил на подшипник: радиальные, упорные, радиально-упорные и упорно-радиальные.
3. По габаритам и величине действующих нагрузок подшипники разделяются на следующие серии: особо легкая серия, легкая серия, легкая широкая серия, средняя серия, средняя широкая серия, тяжелая серия.



4. По классу точности: 8, 7, 0, 6, 6X, 5, 4, 2, Т (в порядке увеличения класса точности).

Точность определяется точностью геометрических размеров (колец, тел качения), точностью форм и расположением дорожек качения. Различают радиальное и осевое биение дорожек качения.

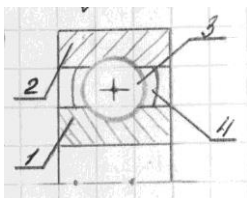


Они измеряются микрометрами, но при больших частотах вращения существенно влияют на плавность работы подшипника, создавая шум и вибрацию и снижая долговечность его работы. Например, для радиального шарикового подшипника с диаметром внутреннего колеса 80мм допуск на радиальное осевое биение для подшипника нормального класса точности (0) составляет 20мкм, а для подшипников 2-ого класса точности составляет 2мкм. При этом стоимость подшипника 2-ого класса точности в 10 раз выше стоимости подшипников 0 класса точности, Поэтому в промышленности чаще всего применяют подшипники 0 класса точности, как более дешевые, а применение более высокого класса должно быть обоснованно.

В качестве материала подшипников качения применяют высококачественную, высокоуглеродистую сталь с добавлением хрома и марганца, например ШХ15. Материал подвергается закалке. В зависимости от размеров детали кольца закаливаются до твердости 58 ... 63 HRC, а тела качения 61 ... 66 HRC

Типы подшипников

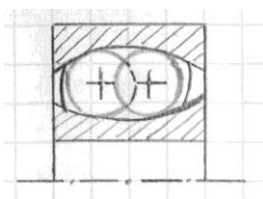
1. Радиальные шариковые подшипники.



1 – внутреннее кольцо; 2 – наружное кольцо; 3 – тело качения (шарик); 4 – сепаратор.

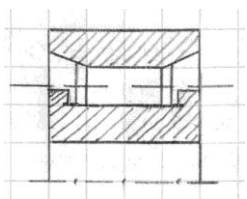
Подшипник воспринимает в основном радиальные нагрузки и небольшие осевые (до 10% от максимальных радиальных нагрузок). Внутреннее кольцо может поворачиваться относительно наружного до 8 угловых минут. Это самые дешевые и наиболее широко применяемые подшипники.

2. Шариковый двухрядный сферический подшипник.



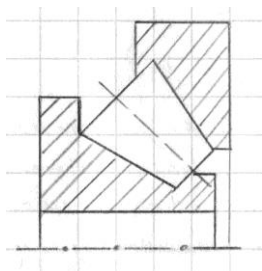
Шарики устанавливаются в два ряда в шахматном порядке. Внутренняя поверхность наружного кольца выполняется сферической. Такая конструкция обеспечивает возможность поворота наружного кольца относительно внутреннего кольца до 4° . Поэтому сферические подшипники и обеспечивают самоустановку валов на широкоразнесенных опорах. Осевая допустимая нагрузка существенно меньше, чем на однорядный подшипник.

3. Роликовые с цилиндрическими роликами



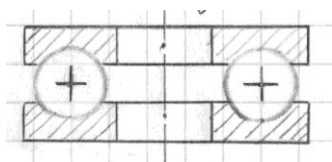
Роликовые подшипники воспринимают только радиальную нагрузку и не воспринимают осевую. Они не допускают перекоса колец, поэтому требуют точной установки на вал и корпус. Грузоподъемность на 80% выше, чем у шариковых подшипников (основное достоинство).

4. Конические подшипники.



Конический подшипник воспринимает радиальную и одностороннюю осевую нагрузки. При двусторонней нагрузке устанавливаются враспор (в разные стороны).

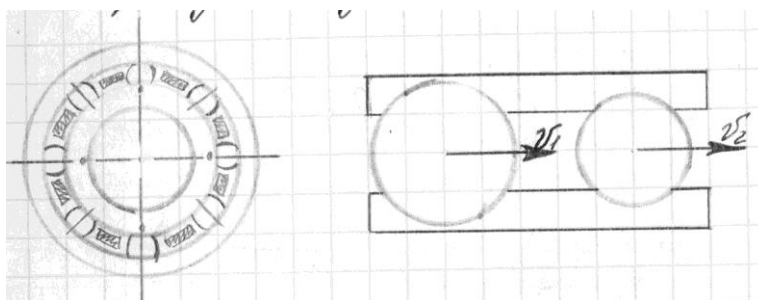
5. Упорный подшипник.



Такой подшипник воспринимает одностороннюю осевую нагрузку. Для восприятия двусторонней нагрузки выполняется сдвоенный подшипник.

Основные виды разрушения и критерии расчета подшипников.

1. Основным видом разрушения считается усталостное разрушение поверхности тел качения и дорожек качения (выкрашивание поверхности). Наблюдается при нормальных условиях работы, хорошей защите подшипника от попадания пыли и грязи (уплотнение корпусов) и при нормальной смазке.
2. Износ при работе подшипников в запыленной среде (подшипники экскаваторов, камнедробилок и др.)
3. Разрушение сепаратора. Наблюдается в основном у быстроходных подшипников.



Из-за разности диаметров скорости шариков будут различаться, поэтому соседние шарики перемещаются с различными скоростями своих центров, и шарик может или догонять соседний, или отставать от него. В результате возникает нагрузка на сепаратор.

4. Вмятины, возникающие на телах качения и на дорожках качения при действии чрезмерных нагрузок, особенно при малых скоростях и состоянии покоя.
5. Раскалывание колец подшипника при ударных нагрузках.

Расчет подшипников ведется по двум критериям:

1. Расчет на усталостную выносливость поверхности (расчет на долговечность).
2. На недопустимость возникновения вмятин на поверхность колец качения и тел качения, которые бы нарушали нормальную работу подшипника (расчет на статическую грузоподъемность).

Методы расчета подшипников качения.

Подшипники кручения являются стандартными сборочными единицами, для которых установлены типоразмерные ряды, содержащие геометрические размеры подшипников и основные характеристики (статическую и динамическую грузоподъемность и предельную частоту вращения).

Расчет подшипника сводится к выбору подшипников из параметрических рядов при предварительных расчетах их характеристик по достаточно простым формулам.

Расчет подшипника по статической грузоподъемности

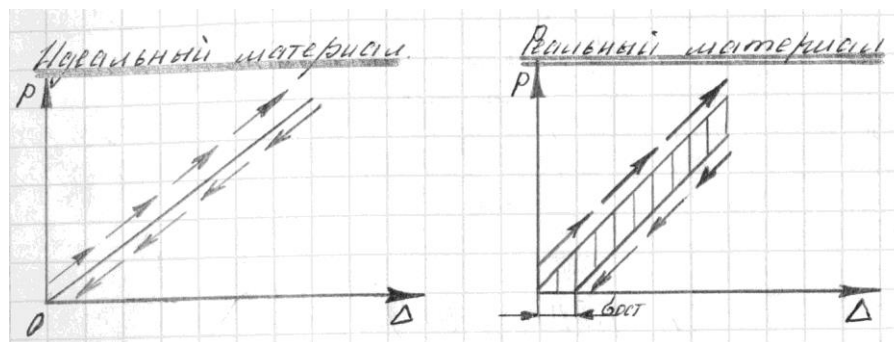
Расчет выполняется если частота вращения не превышает $n \geq 1$ об/мин.

Статическая грузоподъемность подшипника – постоянная по направлению и величине нагрузка радиальная для радиальных и радиально-упорных и осевая для упорных и упорно-радиальных подшипников, при которой суммарная остаточная деформация тел качения и дорожек качения в зоне наибольшего нагружения составляет 0,0001 диаметра тел качения.

$\sigma_{\text{ост}} = 0,0001D$, где D – диаметр тел качения.

Различают упругие и достаточные деформации. Остаточные деформации получаются вследствие гистерезиса материала. Для каждого типоразмера подшипника статическая грузоподъемность определена расчетным путем и занесена в справочники. Расчет на статическую грузоподъемность выполняется по следующим условиям, где C_0 – статическая грузоподъемность [Н]. P_0 - эквивалентная статическая нагрузка

$$P_0 \geq C_0$$



Эквивалентная нагрузка определяется на основании внешних сил, действующих на подшипник F_r и F_a – радиальная и осевая составляющая сил, действующая на подшипник. Эквивалентная нагрузка P_0 для радиальных нагрузок находится:

$$P_0 = \max[x_0 F_r + y_0 F_a; F_r]$$

где x_0 и y_0 – коэффициент при осевой и радиальной составляющей нагрузки, которые зависят от типа подшипника и определяются по справочникам. При действии только осевой нагрузки $P_0 = F_a$

Примечание: при особо высоких требованиях к плавности работы подшипника (прецизионные станки, астрономические приборы и др.) значение статической грузоподъемности C_0 уменьшается в два и более раз.

Расчет на долговечность (на ресурс)

Расчет на ресурс выполняется по динамической грузоподъемности подшипника.

Динамическая грузоподъемность – постоянная по направлению и величине нагрузка радиальная для радиальных и радиально-упорных и осевая для упорных и упорно-радиальных подшипников при вращающемся внутреннем кольце и неподвижном наружном кольце подшипника при которой подшипник выдерживает номинальный срок службы в 1 млн. оборотов (циклов, угловой путь подшипника) без проявления признаков усталостного выкрашивания поверхности с вероятностью 90%. При расчете долговечности эквивалентная нагрузка P определяется:

$$P = (xVF_r + yF_a)K_B K_T$$

где x_0 и y_0 – коэффициент при осевой и радиальной составляющей нагрузки, которые зависят от типа подшипника и определяются по каталогу. При действии только осевой нагрузки $P_0 = F_a$

V – коэффициент учета вращения колец. $V=1$ при вращающемся внутреннем кольце; $V=1,2$ при вращающемся наружном кольце.

K_B – коэффициент безопасности, учитывающий динамичность внешней нагрузки, т.е. возможные толчки и удары и изменяется в пределах 1 ... 3

K_T – температурный коэффициент, $K_T=1$ если температура подшипника $t \leq 100^\circ\text{C}$; $K_T > 1$, если температура $t > 100^\circ\text{C}$.

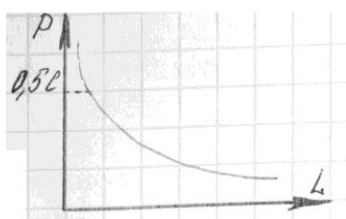
Экспериментальными исследованиями установлена между долговечностью подшипника (L) и эквивалентной нагрузкой и динамической грузоподъемностью. Чем меньше эквивалентная нагрузка, тем долговечность больше:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^m$$

$L = f(C, P)$; $L = [\text{млн.об.}]$

$m=3$ – для шариковых подшипников

$m=3,3$ – для роликовых подшипников



Эта зависимость справедлива в пределах $P \leq 0,5C$

Различают следующие режимы нагружения подшипников:

1. от 0 до 0,07C – легкий режим нагружения.
2. от 0,07C до 0,15C – средний режим нагружения.
3. от 0,15C до 0,5C – тяжелый режим нагружения.

Обычно заданный ресурс обозначается в часах (L_h ч). Если кроме часов работы задана частота вращения (n об/мин), то можно определить долговечность L (расчет числа циклов нагружения). $L = [\text{млн.об.}]$

$$L = \frac{60nL_h}{10^6}$$

При переменном режиме нагружения подшипника эквивалентная нагрузка определяется следующим образом:

$$P_{\text{экв}} = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_{h1} + P_2^3 L_{h2} + \dots + P_n^3 L_{hn}}{L_{h1} + L_{h2} + \dots + L_{hn}}}$$

где P_1, P_2, P_n – эквивалентные нагрузки при i -тых ступенях нагружения.

Долговечность подшипника может быть скорректирована с учетом различных факторов.

$$L = La_1 a_2 a_3$$

где a_1 – коэффициент вводят при нестандартной надежности

a_2 – коэффициент, учитывающий влияние материала на долговечность.

a_3 - коэффициент, учитывающий влияние качества смазки на долговечность.

Кроме статической и динамической грузоподъемности в каталогах приводится значение предельной частоты вращения $n_{\max}$ (об/мин), причем с увеличением размера предельная частота уменьшается.

СОЕДИНЕНИЯ

3. Сварные соединения

3.1. Общие сведения.

Сварное соединение образуется путём сваривания материалов деталей в зоне стыка и не требует никаких вспомогательных элементов (заклёпок, болтов и т.д.).

Различают два основных вида электросварки: дуговую и контактную. Электродуговая основана на использовании тепла электрической дуги для расплавления металла. Электродуговая подразделяется на ручную, автоматическую под слоем флюса и электрошлаковую для соединения деталей большой толщины до 1-2 м.

Контактная сварка основана на использовании повышенного омического сопротивления в стыке деталей. Различают следующие виды контактной сварки: стыковую для соединения встык стержней, труб и т.д., точечную сварку для крепления листов между собой или к каркасу, ленточную или роликовую для герметичного соединения листов.

Необходимо подчеркнуть, что сварное соединение является наиболее совершенным из неразъёмных соединений, так как лучше других приближает составные детали к цельным.

3.2. Конструкция сварных соединений и расчёт на прочность.

а) соединение встык

Это соединение является наиболее простым и надёжным.

В зависимости от толщины деталей соединение выполняют по одному из вариантов (рис. 3.1.).

При малых толщинах обработка кромок не обязательна, а при средних и больших толщинах она необходима по условиям образования шва по всей толщине деталей.

Практикой установлено, что при качественном выполнении сварки разрушение соединения стальных деталей происходит в зоне термического влияния. Зоной термического влияния называют прилегающий к шву участок детали, в котором в результате нагрева при сварке изменяются механические свойства металла. Поэтому расчёт прочности сварного соединения встык принято выполнять по размерам сечения деталей в этой зоне.

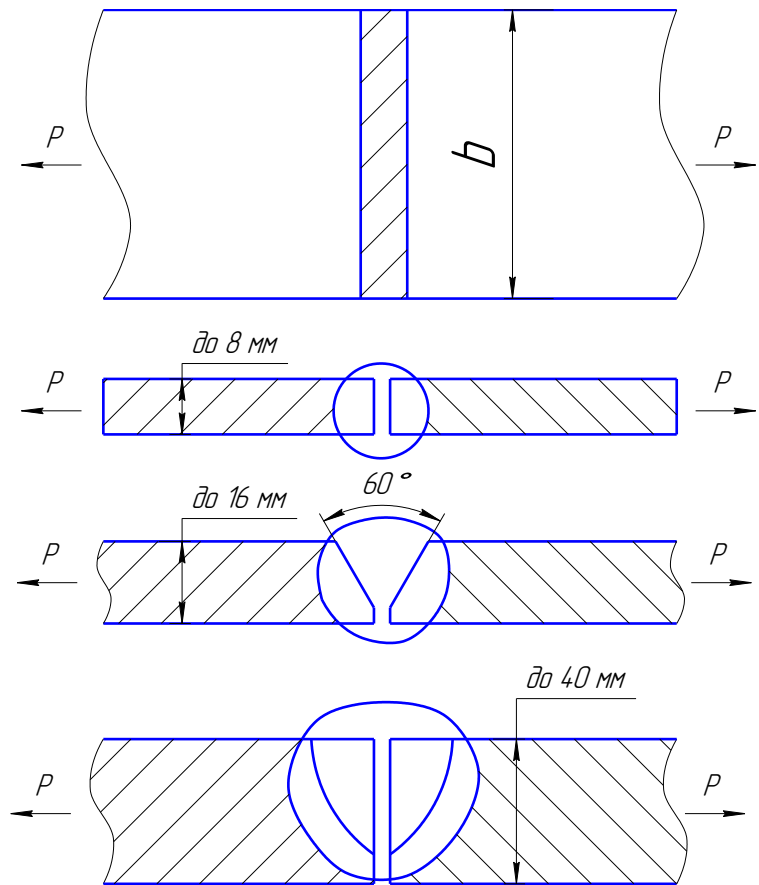


Рис.3.1.

Расчёт полосы, сваренной встык (рис.3.1.)

на растяжение
$$\sigma = \frac{P}{b \cdot s} \leq [\sigma'], \quad (3-1)$$

на изгиб
$$\sigma = \frac{P}{\left(\frac{b \cdot s^2}{6}\right)} \leq [\sigma'], \quad (3-2)$$

где b, s - ширина и толщина полосы;

$[\sigma']$ - допускаемое напряжение для сварных соединений.

Отношение $[\sigma']$ к допускаемому напряжению основного металла $[\sigma]_p$ называется коэффициентом прочности сварного соединения встык.

$$\varphi = \frac{[\sigma']}{[\sigma]_p} \quad (3.4.)$$

$\varphi=0,9-1,0$, т.е. соединение встык почти равнопрочно с соединёнными деталями.

б) Соединение внахлёстку

Соединение выполняют с помощью угловых швов (рис.3.2.).

По форме поперечного сечения различают угловые швы нормальные 1, вогнутые 2, выпуклые 3. Выпуклый повышает концентрацию напряжений. Вогнутый снижает концентрацию напряжений и поэтому вогнутый рекомендуют при переменных нагрузках, но вогнутость достигается дополнительной механической обработкой, которая увеличивает стоимость соединения. В основном распространены нормальные швы.

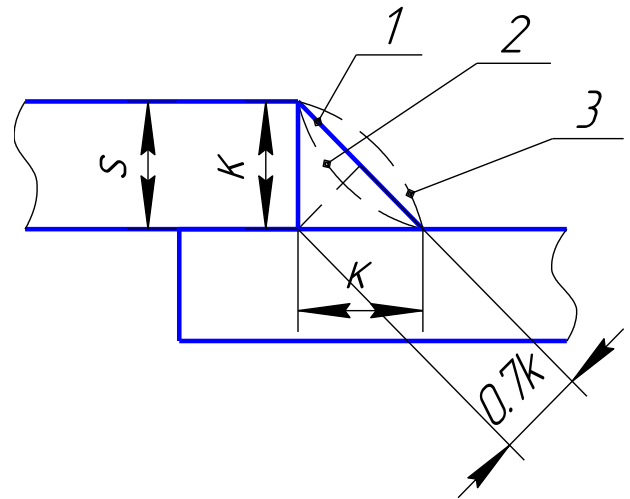


Рис.3.2.

Основные геометрические характеристики углового шва – катет k и высота h . Для нормального шва $h = k \cdot \sin 45^\circ \approx 0.7k$.

По расположению различают лобовые, фланговые и косые швы.

Лобовой шов расположен перпендикулярно, а фланговый – параллельно линии действия нагружающей силы.

Для фланговых швов (рис.3.3.) основными напряжениями являются касательные напряжения в сечении m-m.

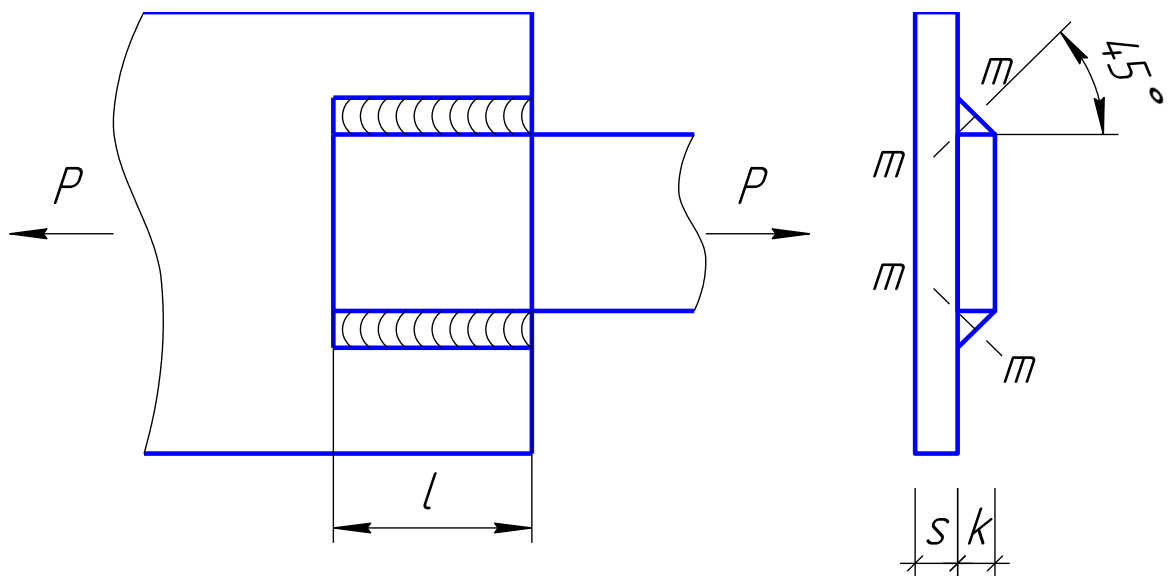


Рис.3.3.

$$\tau = \frac{P}{2l \cdot 0.7k} \leq [\tau'] \quad (3.5)$$

Если одна из деталей ассиметрична, расчёт прочности производят с учётом доли нагрузки, воспринимаемой каждым шкивом. Например: к листу приварен уголок.

Равнодействующая нагрузка P проходит через центр тяжести уголка и распределяется по швам по закону рычага.

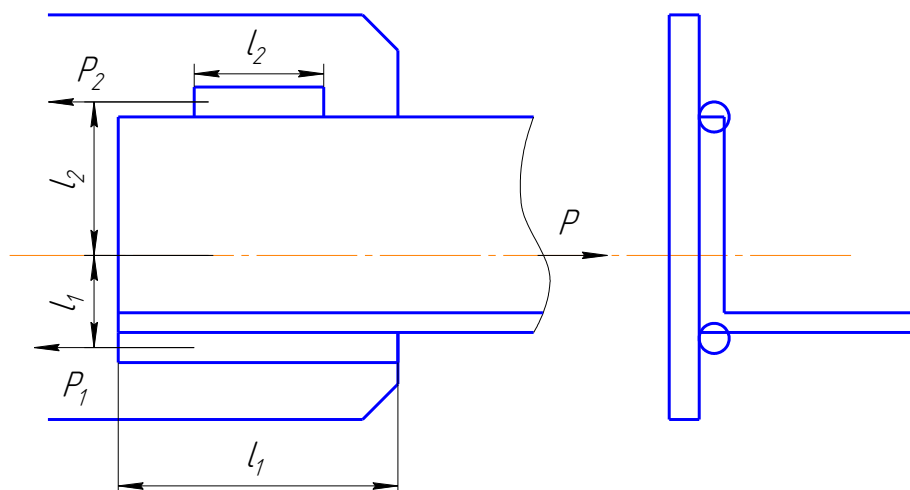


Рис.3.4.

$$P_1 = \frac{l_2}{l_1 + l_2} \cdot P \quad P_2 = \frac{l_1}{l_1 + l_2} \cdot P$$

P_1 и P_2 – нагрузка на швы.

l_1 и l_2 - расстояние от центра тяжести сечения уголка до центров тяжести сечений шкивов.

Швы рассчитывают по соответствующим нагрузкам, а, следовательно, длины швов берут пропорционально этим нагрузкам, т.е. $\frac{l_1}{l_2} = \frac{l_2}{l_1}$.

Если соединение нагружено моментом (рис.3.5.), то максимальное напряжение в шве можно определить по формуле кручения:

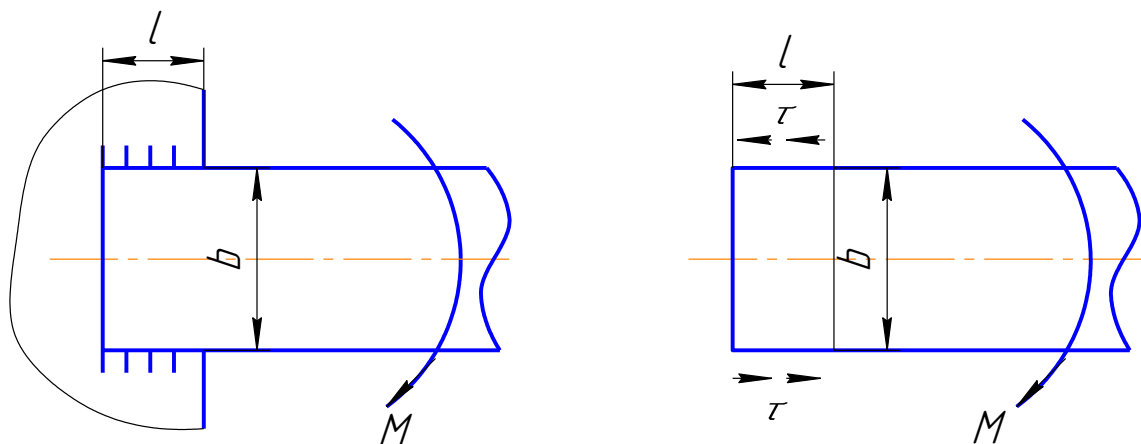


Рис.3.5.

$$\tau = \frac{M}{W_p}$$

где W_p - полярный момент сопротивления, который подсчитывается для сечения шкивов в плоскости разрушения.

Для сравнительно коротких швов ($l < b$) полагают, что напряжения направлены вдоль швов и распределены вдоль швов равномерно (рис.3.5.б). При этом напряжения в двух швах образуют пару сил с плечом b , которая уравнивает момент нагрузки M .

$$M = \tau \cdot F \cdot b = \tau \cdot 0.7k \cdot l \cdot b$$

$$\tau = \frac{M}{0.7k \cdot l \cdot b} \leq [\tau'] \quad (3.6.)$$

Лобовые швы накладывают перпендикулярно линии действия силы (рис.3.6.)

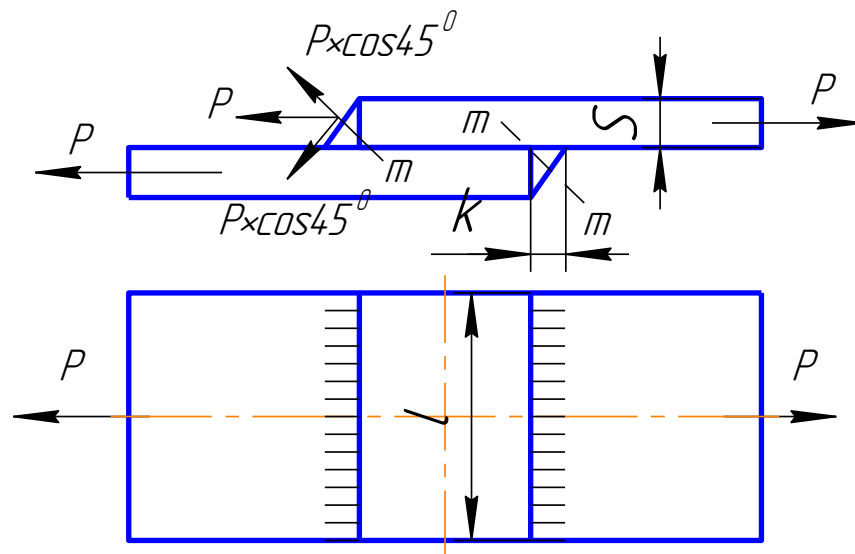


Рис.3.6.

По инженерной унифицированной методике лобовые швы рассчитывают условно, так же как и фланговые по касательным напряжениям. За расчетное принимают сечение по биссектрисе m-m.

$$\text{Для одного лобового шва: } \tau = \frac{P}{0.7k \cdot l} \leq [\tau'].$$

В опасном сечении нормальных лобовых швов сдвигающая сила равна $P \cdot \cos 45^\circ$, зато действует такая же растягивающая сила и только полное напряжение, т.е. равнодействующая σ и τ равна $\frac{P}{0.7 \cdot k \cdot l}$. Таким образом, расчёт лобовых швов по унифицированным формулам приводит к некоторому небольшому увеличению запаса прочности.

Комбинированное соединение лбовыми и фланговыми швами рассчитывают на основе принципа распределения нагрузки пропорционально несущей способности отдельных швов.

Для соединения (рис.3.7.) получим:

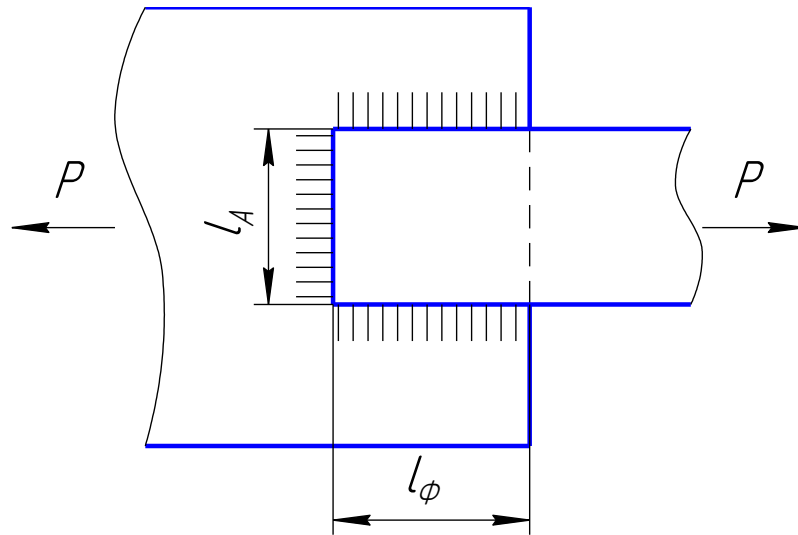


Рис.3.7.

$$\tau = \frac{P}{0.7 \cdot k(2l_{\phi} + l_A)} \leq [\tau'] \quad (3.7.)$$

Если соединение (рис.3.8.) нагружено моментом, то при точном расчёте такого соединения

$$\tau = \frac{M}{W_p}$$

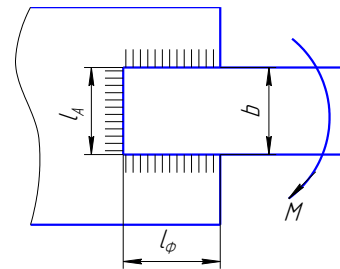


Рис.3.8.

где W_p - полярный момент опасного сечения.

Приближённый расчёт основан на следующих допущениях: 1) швы работают независимо; 2) фланговые швы короткие и передают только силы, направленные вдоль оси шва; 3) катет шва k мал по сравнению с размером b .

В соответствии со сделанными допущениями момент уравнивается парой сил во фланговых швах и моментом лобового шва.

$$M = \tau \cdot F_{\phi} \cdot b + \tau \cdot W_{\perp}$$

$$\text{где } F_{\phi} = 0.7 \cdot k \cdot l_{\phi}; \quad W_{\perp} = \frac{0.7 \cdot k \cdot l_a^2}{6}.$$

$$\text{Отсюда } \tau = \frac{M}{0.7 \cdot k \cdot l_{\phi} \cdot b + \frac{0.7 \cdot k \cdot l_a^2}{6}} \leq [\tau'] \quad (3.8.)$$

В случае одновременного действия силы P и момента M на комбинированное соединение суммарное максимальное напряжение:

$$\tau = \tau_m + \tau_p \leq [\tau'] \quad (3.9.)$$

Оценивая соединение внахлёстку, отметим, что по форме и расходу материала они уступают соединениям встык, но не требуют обработки кромок.