

**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 САД-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. ПоЗей 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.

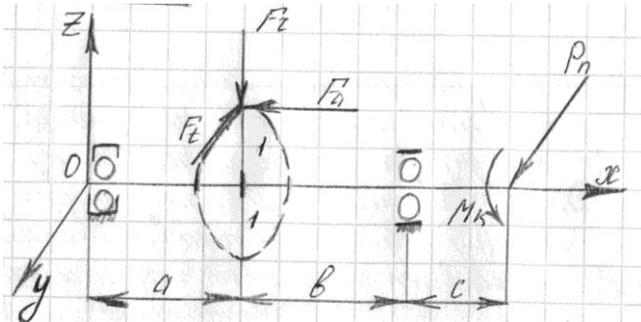
$$\tau = \frac{1000G}{W_p} = \frac{1000G}{\frac{2\pi d^3}{32}} = \frac{1000G}{0,2d^3} \leq [\tau] \quad d = \sqrt[3]{\frac{1000G}{0,2[\tau]}}$$

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

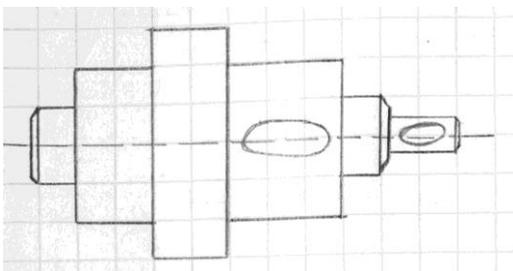


где  $M_K$  – крутящий момент двигателя

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

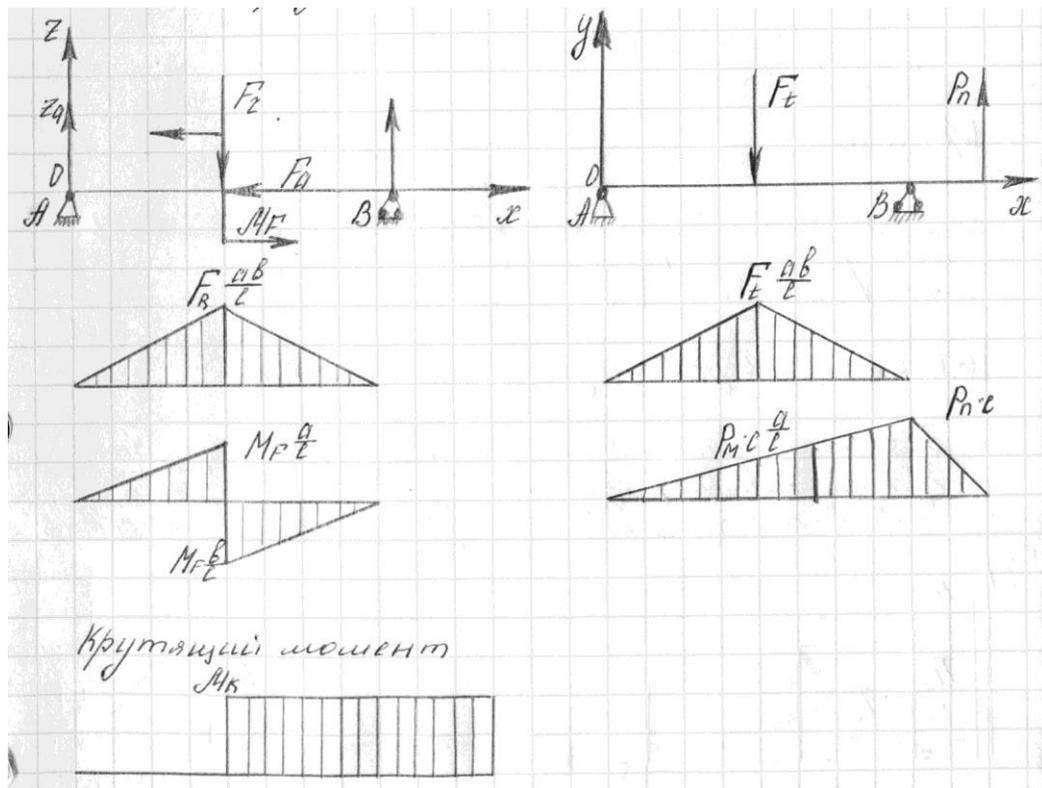
$F_t, F_r, F_a$  – три составляющие силы действующие в зацеплении

$l = a + b$



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.

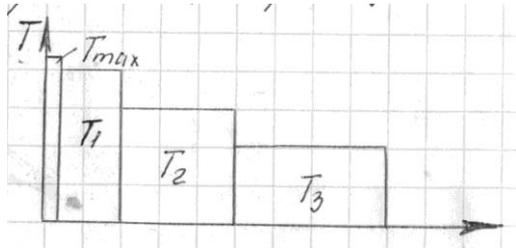
$$\tau = \frac{M_K}{W_P} = \frac{M_K}{0,2d^3} \quad W_P = 2W_{OC}$$

По энергетической теории (Зей гипотезе) прочности:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

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

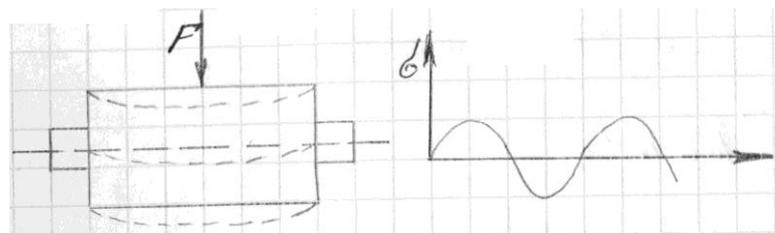
Для валов применяют стали 5, 40, 45 без закалки (иногда улучшения). При использовании стали 20Х для валов, опирающихся на подшипники скольжения.



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

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

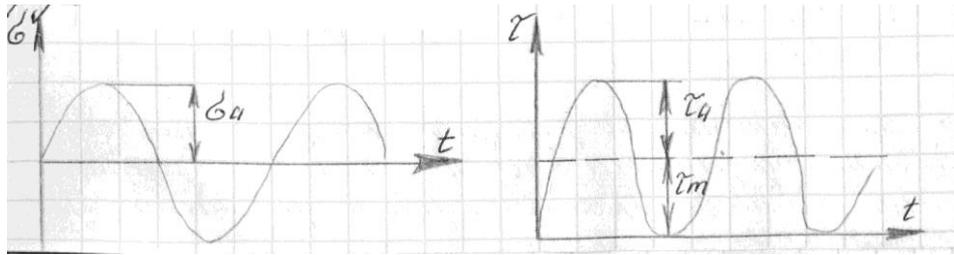
где  $S$  – запас прочности вала на выносливость

$S_\sigma$  – запас прочности вала по напряжениям изгиба

$S_\tau$  – запас прочности вала по напряжениям кручения

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

Для определения  $S_\sigma$  и  $S_\tau$  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  $\sigma_m$  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)

$\sigma_a$ ,  $\sigma_m$  – переменные и постоянные составляющие нормальных напряжений (зависит от внешней нагрузки и сечения вала)

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

$\psi_\sigma$  – коэффициент асимметрии цикла, т.е. коэффициент, учитывающий влияние постоянной составляющей напряжения на выносливость.

Запас выносливости для касательных напряжений:

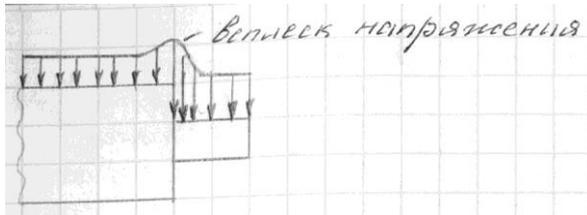
$$S_\tau = \frac{\tau - 1}{K_{D\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

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

$\tau_a$  – переменная составляющая касательных напряжений

$\tau_m$  – постоянная составляющая касательных напряжений.

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



$\varepsilon$  – масштабный фактор, учитывающий влияние размеров детали на выносливость. Пределы выносливости  $\sigma$ -1 и  $\tau$ -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.

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

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  $\sigma_E$  – эквивалентное напряжение с учетом переменного режима.

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

$\sigma_i$ ,  $n_i$ ,  $t_i$  – 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  $\omega_c$ , и чтобы  $\omega_c > \omega$ , где  $\omega_c$  – собственная частота;  $\omega$  – 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.

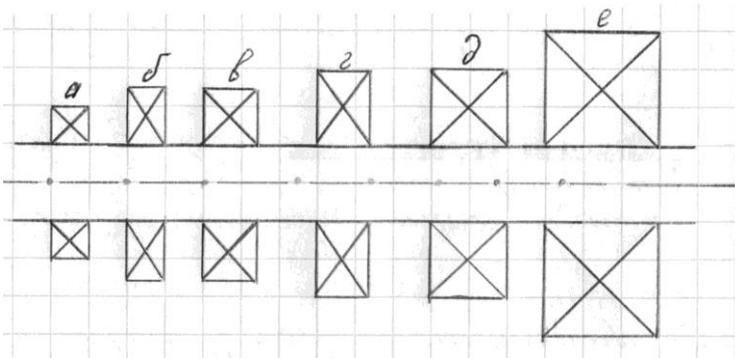
### Недостатки подшипников качения:

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.

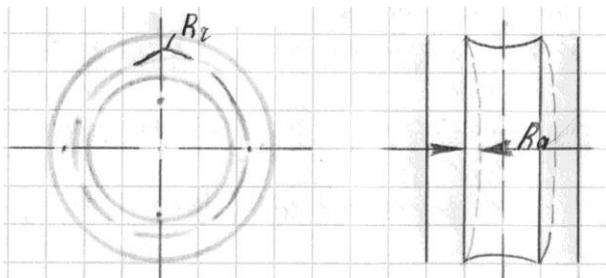
### Классификация подшипников

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, T (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.

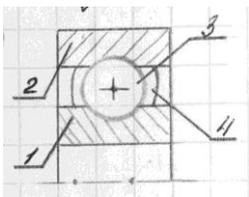


Они измеряются микрометрами, но при больших частотах вращения существенно влияют на плавность работы подшипника, создавая шум и вибрацию и снижая долговечность его работы. Например, для радиального шарикового подшипника с диаметром внутреннего колеса 80мм допуск на радиальное осевое биение для подшипника 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

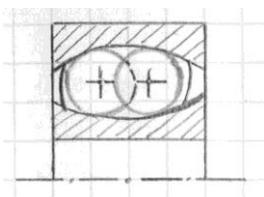
1. Радиальные шариковые подшипники.



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

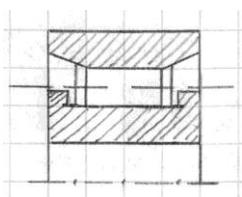
Подшипник воспринимает в основном радиальные нагрузки и небольшие осевые (до 10% от максимальных радиальных нагрузок). Внутреннее кольцо может поворачиваться относительно наружного до 8 угловых минут. Это самые дешевые и наиболее широко применяемые подшипники.

## 2. Шариковый двухрядный сферический подшипник.



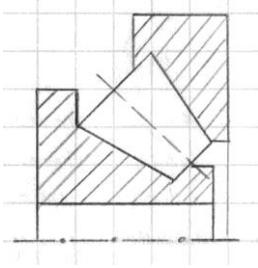
Шарики устанавливаются в два ряда в шахматном порядке. Внутренняя поверхность наружного кольца выполняется сферической. Такая конструкция обеспечивает возможность поворота наружного кольца относительно внутреннего кольца до  $4^\circ$ . Поэтому сферические подшипники обеспечивают самоустановку валов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

## 3. Роликовые с цилиндрическими роликами



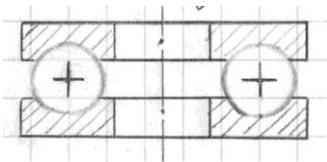
Роликовые подшипники воспринимают только радиальную нагрузку и не воспринимают осевую. Они не допускают перекоса колец, поэтому требуют точной установки на вал и корпус. Грузоподъемность на 80% выше, чем у шариковых подшипников (основное достоинство).

## 4. Конические подшипники.



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

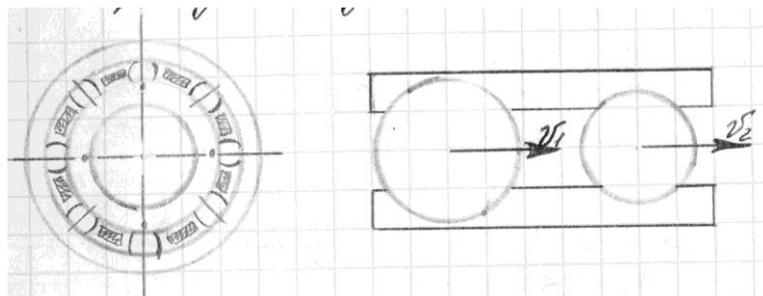
#### 5. Упорный подшипник.



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 догнать 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**

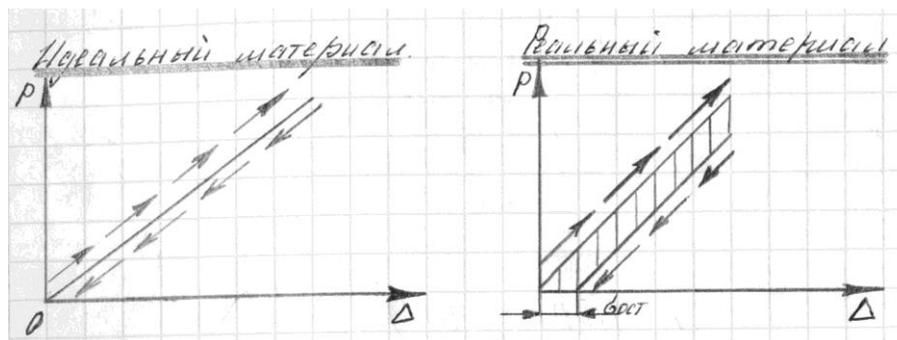
Расчет выполняется если частота вращения не превышает  $n \geq 1$  об/мин.

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 пределах 1 ... 3

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

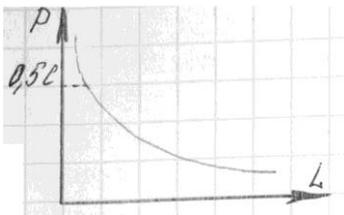
Экспериментальными исследованиями установлена между долговечностью подшипника ( $L$ ) и эквивалентной нагрузкой и динамической грузоподъемностью. Чем меньше эквивалентная нагрузка, тем долговечность больше:

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

$L = f(C, P)$ ;  $L = [\text{млн.об.}]$

$m=3$  – 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 нагревания при сварке изменяются механические свойства металла. Поэтому расчёт прочности сварного соединения встык принято выполнять по размерам сечения деталей в этой зоне.

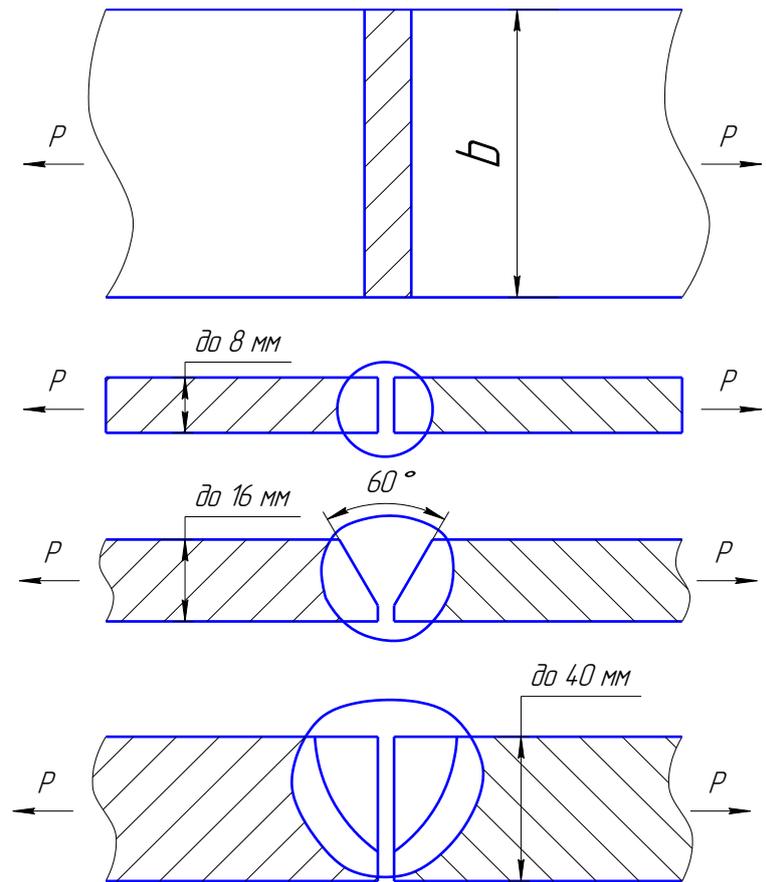


Рис.3.1.

Расчёт полосы, сваренной встык (рис.3.1.)

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

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

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.

$$\varphi = \frac{[\sigma']}{[\sigma]_p} \tag{3.4.}$$

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

б) Соединение внахлестку

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.

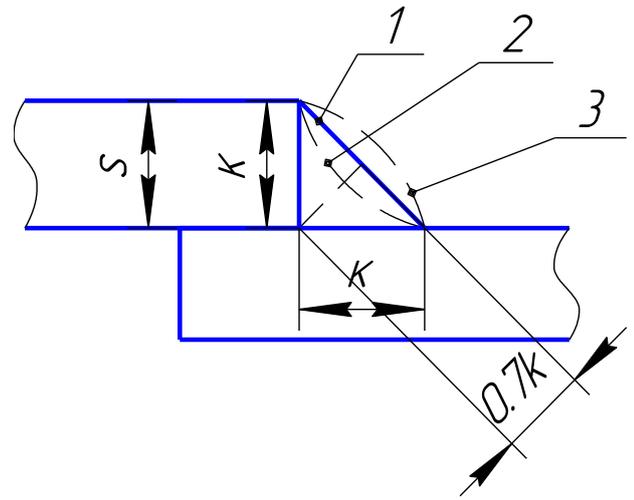


Рис.3.2.

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.

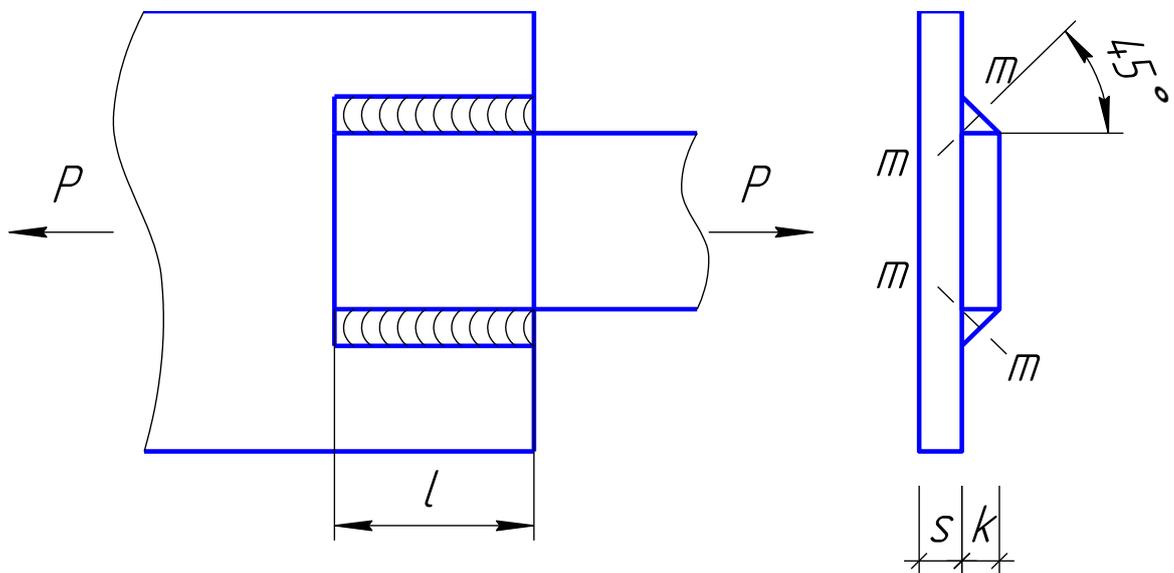


Рис.3.3.

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

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.

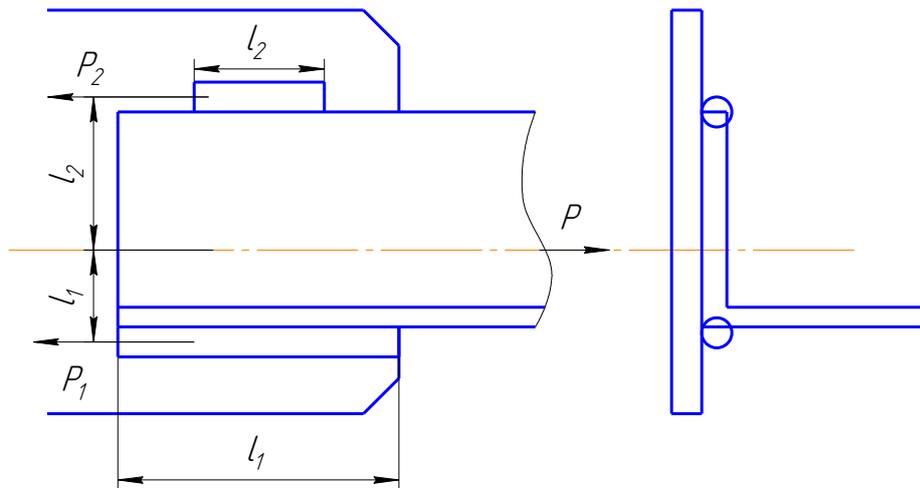


Рис.3.4.

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

$P_1$  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:

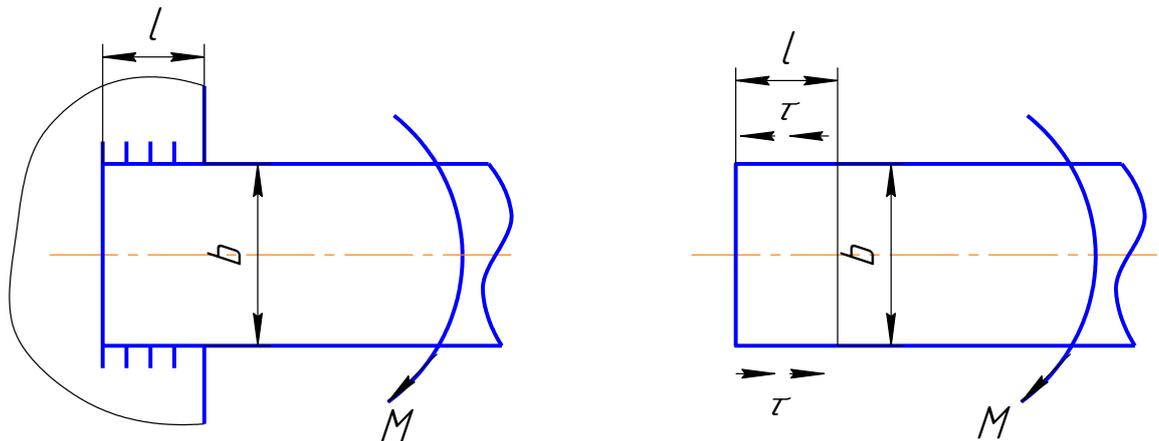


Рис.3.5.

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

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 накладываются перпендикулярно линии действия силы (рис.3.6.)

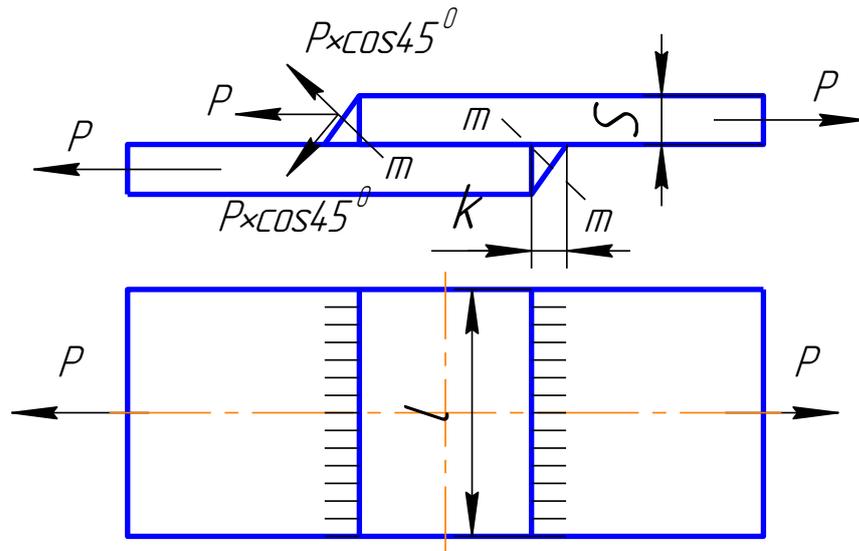


Рис.3.6.

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  $\sigma$  и  $\tau$  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:

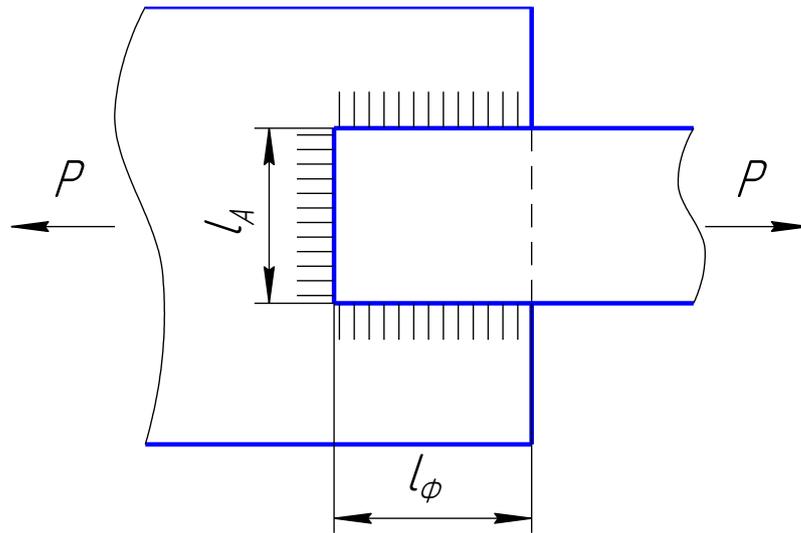


Рис.3.7.

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

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

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

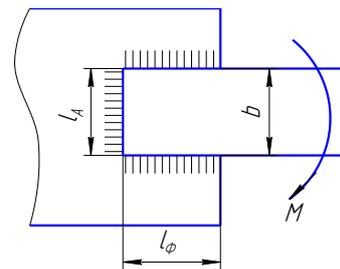


Рис.3.8.

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.

$$M = \tau \cdot F_\phi \cdot b + \tau \cdot W_n$$

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

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

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