

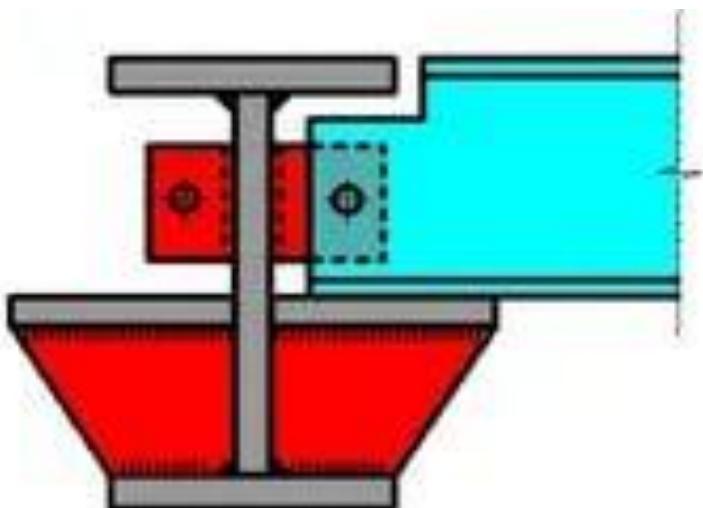
МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Казанский государственный аграрный университет»

Институт механизации и технического сервиса

Кафедра общеинженерных дисциплин

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

для выполнения контрольных и самостоятельных работ по дисциплинам
«Детали машин и основы конструирования»,
«Детали машин, основы конструирования и подъемно-транспортные
машины» и «Прикладная механика»
для студентов очной и заочной формы обучения
по направлениям подготовки
23.03.03 - «Эксплуатация транспортно -
технологических машин и комплексов»,
35.03.06 - «Агроинженерия»,
44.03.04 - «Профессиональное обучение (по отраслям)»,
20.03.01 - «Техносферная безопасность»,
и по специальности
23.05.01 – «Наземные транспортно-технологические средства»



Казань, 2021

УДК 621.822
ББК 34.445

Составители: Пикмуллин Г.В., Мудров А.П., Вагизов Т.Н.

Рецензенты:

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация и ремонт машин» ФГБОУ ВО Казанский ГАУ Шайхутдинов Р.Р.

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведения и инженерной графики» КНИТУ-КАИ Галимова Н.Я.

Методические указания и контрольные задания по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования», «Детали машин, основы конструирования и подъемно-транспортные машины» и «Прикладная механика» обсуждены и рекомендованы к печати на заседании кафедры общеинженерных дисциплин Казанского ГАУ (протокол № 7 от 12.01.2021г.) и заседании методической комиссии Института механизации и технического сервиса Казанского ГАУ (протокол № 5 от 21.01.2021г.).

Пикмуллин, Г.В. Методические указания и контрольные задания по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования», «Детали машин, основы конструирования и подъемно-транспортные машины» и «Прикладная механика» /Г.В. Пикмуллин, А.П. Мудров , Т.Н. Вагизов. – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2021. – 36с.

Методические указания и контрольные задания предназначены для выполнения контрольных и самостоятельных работ по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования», «Детали машин, основы конструирования и подъемно-транспортные машины» и «Прикладная механика» для студентов следующих направлений подготовки: 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», 35.03.06 «Агроинженерия», 44.03.04 - «Профессиональное обучение (по отраслям)», 20.03.01- «Техносферная безопасность» и 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства».

УДК 621.822
ББК 34.445

©Казанский государственный аграрный университет, 2021 г.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью выполнения контрольной и самостоятельной работы является усвоение методов расчёта сварных и резьбовых соединений. Указанная цель может быть достигнута самостоятельным изучением теоретических основ соответствующих разделов курса «Детали машин и основы конструирования», практическим применением знаний, полученных по другим общетехническим дисциплинам и умелым использованием справочной литературы.

Исходя из этого, подобраны задания, которые приведены в конце методических указаний. Номер и вариант задания указываются преподавателем.

Каждый вариант задания состоит из двух частей. По заданным условиям сначала рассчитывается сварное, а затем болтовое соединение.

Непосредственно к расчётам следует приступать после предварительного изучения рекомендуемой литературы, лекционного материала, а также уяснения пути и последовательности решения задачи.

1. РАСЧЁТ СВАРНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Требуется рассчитать сварное соединение кронштейна с плитой или стойкой. Тип сварного шва (стыковой или угловой) и характер выполненного шва (односторонний, двухсторонний) выбрать самостоятельно. Расчёт можно вести в следующей последовательности:

- Выбрать материал кронштейна. Определить допускаемые напряжения для этого материала и сварного шва (с учетом типа шва, электрода и характера изменения нагрузки);
- Определить требуемую высоту « H » в опасном сечении кронштейна из условия прочности основного материала. Назначить окончательные значения « H »;
- Составить эскиз сварного соединения и найти центр тяжести сечения, образованного сварными швами;
- Привести силы, действующие на кронштейн к центру тяжести;
- Вычислить осевой момент инерции сечения швов (при расчете методом осевого момента инерции) или полярный момент инерции (при расчете методом полярного момента инерции);
- Определить максимальное расстояние от оси поворота сечения швов (при действии расчетного момента) до наиболее удаленной части сварного шва;
- Определить максимальное напряжение в этих частях швов при действии расчетного момента;
- Определить напряжение в швах от действующих сил;
- Определить результирующее напряжение как геометрическую сумму напряжений от момента и действующих сил;
- Проверить прочность сварного соединения, сопоставляя максимальное результирующее напряжение с допускаемыми напряжениями (вычисленными ранее) для сварного шва.

Замечания к пунктам последовательности расчета

1. При изготовлении кронштейна из фасонного проката общего назначения (двутавровой балки, уголка и полосы), принять материал – ст. 3 – сталь углеродистая обыкновенного качества (ГОСТ 380-71).

Допускаемые напряжения $[\sigma]_p$ для этого материала приведены в таблице 1. Величина допускаемого напряжения сварного шва при статических нагрузках определяется как часть от допускаемого напряжения основного материала в зависимости от характера деформации и технологии сварки (таблица 2).

При действии на сварное соединение переменных нагрузок, допускаемое напряжение, найденное из таблицы 2, умножается на коэффициент γ , значения которого приведены в таблице 3.

Таблица 1- Допускаемые напряжения сварного шва

Назначение металлоконструкции	$[\sigma]_p$, Н/мм ² для материала	
	Ст. 0 и Ст. 2	Ст. 3 и Ст. 4
Промышленное сооружение	140... 150	160...180
Крановые	120...145	140...170

Таблица 2 – Допускаемое напряжение при действии на сварное соединение переменных нагрузок

Вид технологического процесса сварки	Характер деформации		
	растяжение	сжатие	срез
	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_{сж}$	$[\tau]_{cp}$
Сварка на автоматах под флюсом, сварка ручная электродами Э42А, Э50А	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,65[\sigma]_p$
Э42, Э50	$0,9[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$
Э34	$0,6[\sigma]_p$	$0,75[\sigma]_p$	$0,5[\sigma]_p$

Таблица 3 – Значения коэффициента изменения нагрузки γ

Тип шва	Характер изменения нагрузки	
	переменная знакопостоянная	переменная знакопеременная
Стыковой	$\gamma=1$	$\gamma= \frac{—}{—}$
Угловой		$\gamma= \frac{—}{—}$

2. Расчет оптимальных размеров кронштейна в опасном сечении необходимо вести по нормальным напряжениям (влиянием поперечной силы в этой плоскости пренебречь).

Так как при действии момента M_h и растягивающей силы P условие прочности:

$$\sigma = \frac{M_h H}{W} - \frac{P}{F} \leq [\sigma]_p, \quad (1)$$

где $W = \delta H^2/6$ – осевой момент сопротивления, см^3 .

$F = \delta H$ – площадь поперечного сечения, Н.

H, δ – высота и толщина листа, м.

Высота « H » кронштейна может быть найдена методом приближений, задаваясь последовательно значениями « H » (для кронштейнов из пластин) или W и F (для фасонного проката – эти величины берутся из справочников для различных номеров профилей).

Для ускоренных вычислений можно использовать график (рисунок 1), построенный по точкам, полученным в результате последовательных расчетов (задаваясь « H » или № профиля, которому соответствуют свои значения W и F).

Для кронштейна, изготовленного из полосовой стали, высоту H , полученную из графика, округлить до ближайшего большего значения согласно нормальному линейному размеру по ГОСТ 6636-89. Для двутавровой балки номер балки номер профиля выбрать ближайший больший.

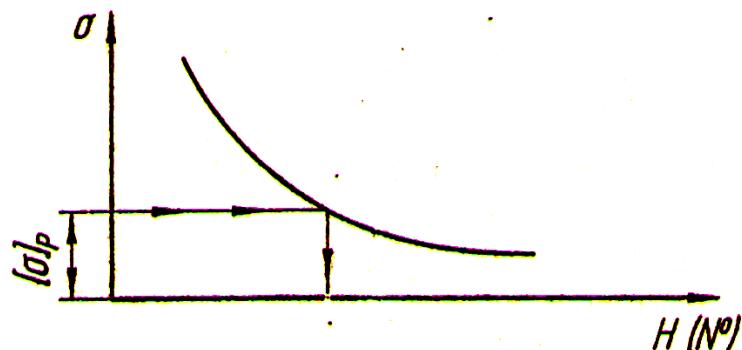


Рисунок 1 – Характер изменения нагрузки

3. Положение центра тяжести сечения сварных швов (рисунок 2) имеющего ось симметрии, будет на этой оси на расстоянии X_0 от кромки кронштейна:

$$X_0 = \text{_____} , \quad (2)$$

где X_i , и F_i - координаты центра тяжести и площадь сечения отдельных частей шва, например, фланговых и лобового.

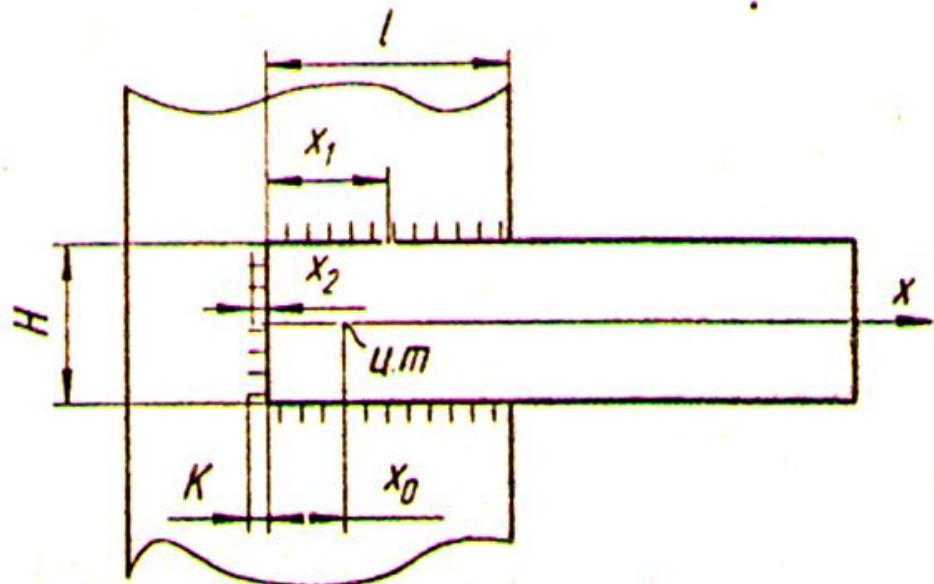


Рисунок 2 - Положение центра тяжести сечения сварных швов имеющего ось симметрии

В случае отсутствия симметрии (рисунок 3) необходимо определить и координату Y_0 центра тяжести:

$$Y_0 = \text{_____} . \quad (3)$$

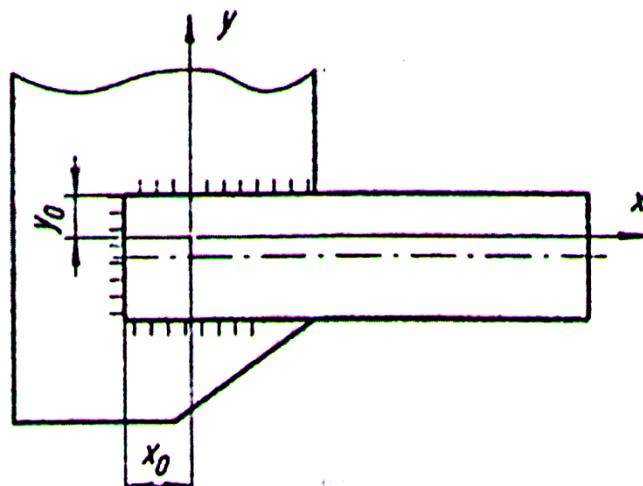


Рисунок 3 - Положение центра тяжести сечения сварных швов
отсутствия симметрии

В случае таврового соединения кронштейна (изготовленного из фасонного проката) и наложения швов по всему периметру положение центра тяжести швов можно считать совпадающим с центром тяжести сечения самого фасонного проката (рисунок 4).

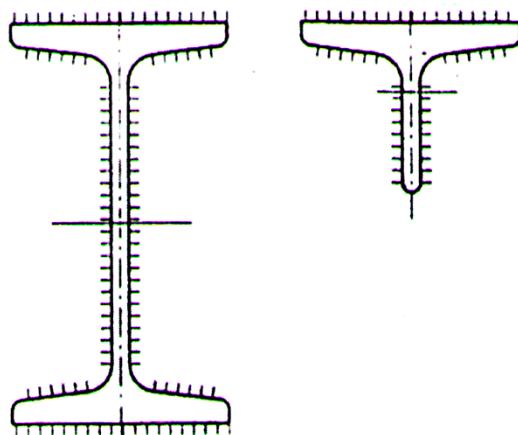


Рисунок 4 - Положение центра тяжести швов совпадающим с центром тяжести сечения самого фасонного проката

4. Осевые моменты инерции I_x и I_y комбинированного сварного шва (относительно осей X , Y , проходящих через центр тяжести сечения швов) вычисляются как сумма моментов инерции I_{xi} , I_{yi} отдельных швов (например, вертикальных и горизонтальных, фланговых и лобовых и др.).

При этом первоначально вычисляются моменты инерции I_{xi} и I_{yi} этих швов, относительно соответствующих осей X_i , и Y_i , проходящих через центр

тяжести рассматриваемого шва (рисунок 5). Затем вычисляются осевые моменты инерции I_x и I_y . Согласно формулам Штейнера-Гюйгенса:

$$I_x = I_{xi} + F_i a_i^2, \quad I_y = I_{yi} + F_i a_i^2, \quad (4)$$

где F_i - площадь сечения рассматриваемого шва;

a_i , α_i - расстояние между осями X и X_i , Y и Y_i .

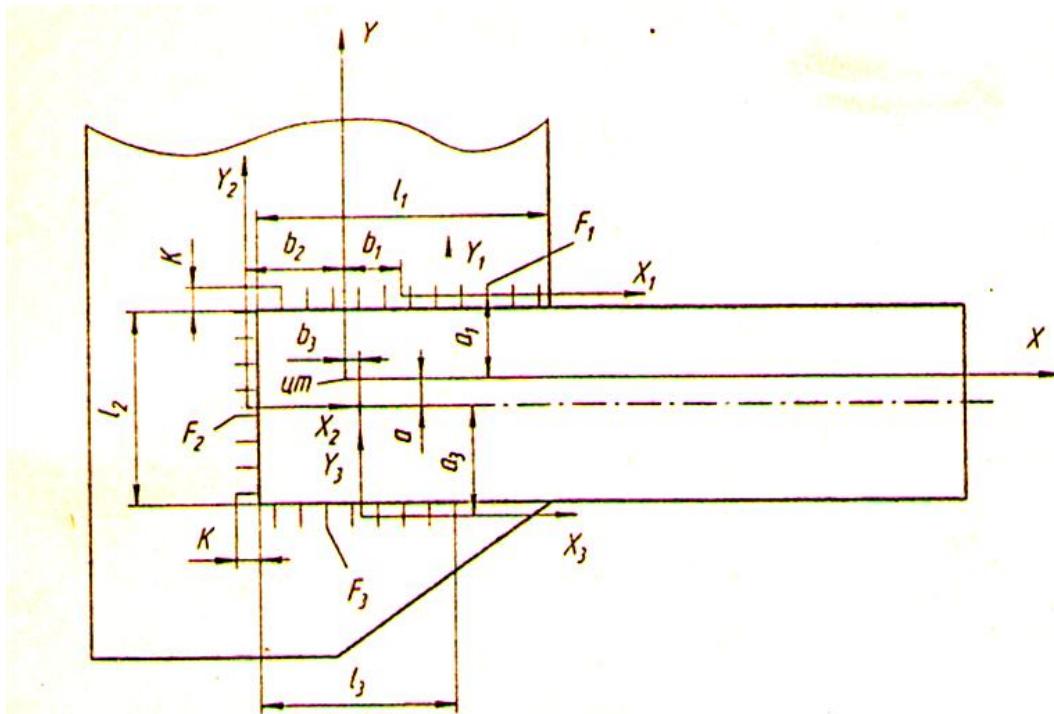


Рисунок 5 - Положение центра тяжести швов проходящих через центр тяжести рассматриваемого шва

Искомые осевые моменты инерции всего комбинированного шва определяются как сумма моментов инерции отдельных участков шва (вертикальных, горизонтальных):

$$I_x = I_{x1} + I_{x2} + \dots + I_{x3}, \quad I_y = I_{y1} + I_{y2} + \dots + I_{y3}. \quad (5)$$

Например, осевые моменты инерции I_x и I_y , для шва на рисунке 5:

$$I_x = (I_{x1} + F_1 a_1^2) + (I_{x2} + F_2 a_2^2) + (I_{x3} + F_3 a_3^2); \quad (6)$$

$$I_y = (I_{y1} + F_1 a_1^2) + (I_{y2} + F_2 a_2^2) + (I_{y3} + F_3 a_3^2). \quad (7)$$

По известным значениям I_x и I_y , полярный момент инерции можно вычислить:

$$I_p = 0,7(I_x + I_y). \quad (8)$$

Здесь коэффициент 0,7 учитывает приведение I_x биссекторной плоскости срезания швов.

Для шва таврового соединения (рисунок 6а) осевой момент инерции I_x определяется по упрощенной схеме (рисунок 6б):

$$I_x = I_{abcd} - 2I_{egfk} - I_H, \quad (9)$$

где I_{abcd} , I_{egfk} - осевые моменты инерции прямоугольников $abcd$ и $egfk$;

I_H - осевой момент инерции сечения двутавра относительно оси XX (величина берется из справочника) [4].

Рассматриваемый метод применим и для других профилей проката привариваемых в тавр.

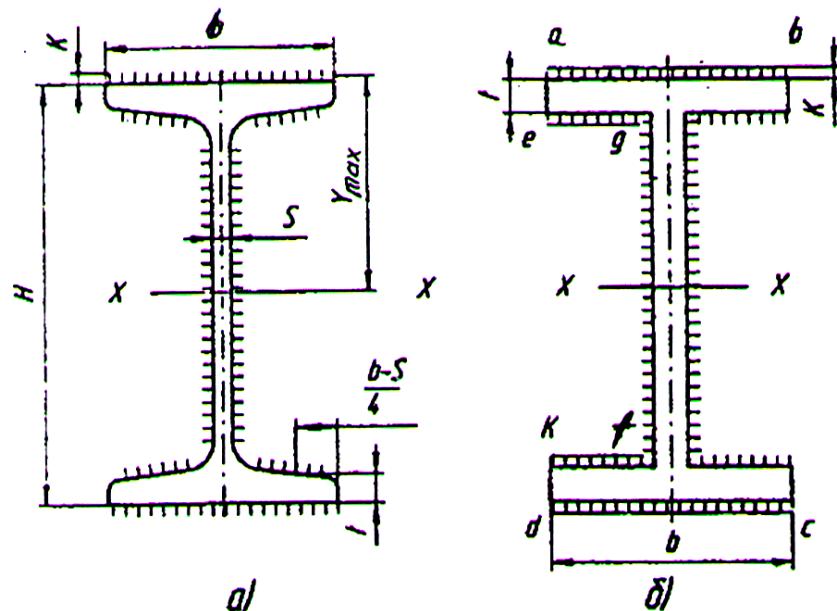


Рисунок 6 – Схема для определения осевого момента инерции

5. При действии расчетного момента M_u максимальные напряжения будут в частях шва, наиболее удаленных от оси проходящей через центр тяжести сечения шва, и вокруг которой M_u стремится повернуть кронштейн.

Для валикового или углового шва максимальные напряжения среза вычисляются:

а) для случая расчета методом полярного момента инерции (рисунок 7):

$$\tau_M^{\max} = \frac{M_u r_{\max}}{J_p}, \quad (10)$$

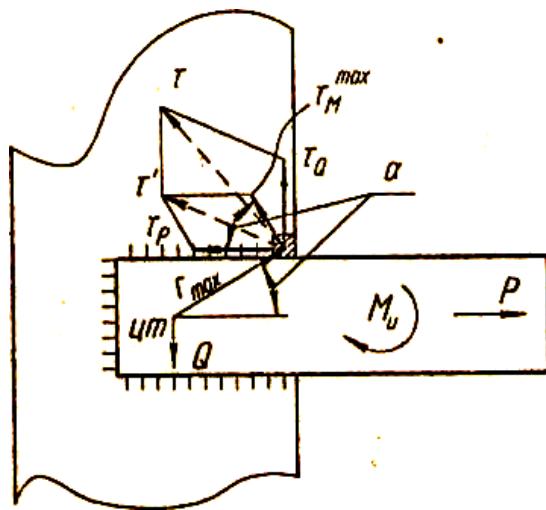


Рисунок 7 – Схема расчета методом полярного момента инерции

б) для случая расчета методом осевого момента инерции (рисунок 8):

$$\tau_M^{\max} = \frac{|M_u| y_{\max}}{J_x}. \quad (10)$$

Векторы напряжений τ_M^{\max} направлены перпендикулярно к r_{\max} или y_{\max} .Напряжения от сил P и Q :

$$\tau_p = P / F, \quad \tau_Q = Q / F, \quad (11)$$

будут одинаковы в различных частях шва.

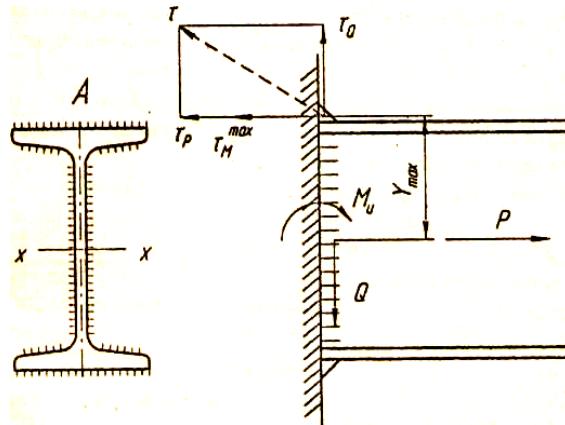


Рисунок 8 – Схема расчета методом осевого момента инерции

Результирующее напряжение определяется (для наиболее опасного участка шва):

$$\bar{\tau} = \overline{\tau_M^{\max}} + \overline{\tau_p} + \overline{\tau_Q}. \quad (12)$$

Для случая на рисунке 8 можно вычисление произвести аналитически:

$$\tau = \sqrt{\tau_Q^2 + (\tau_p + \tau_M^{\max})^2}. \quad (13)$$

2. РАСЧЕТ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Необходимо рассчитать групповое болтовое соединение вместо ранее рассчитанного сварного соединения кронштейна со стойкой или колонной.

При расчете учесть характер распределения приложенной нагрузки между всеми болтами и определить силы, действующие на наиболее нагруженный болт. Определить диаметр этого болта. Остальные болты принять такого же диаметра.

В случае действия нагрузки в плоскости стыка диаметр болтов определить когда:

- болты поставлены без зазора;
- болты поставлены с зазором.

После расчетов сделать сравнительную оценку способов постановки болтов и полученных их размеров.

В случае же действия нагрузки перпендикулярно к плоскости стыка расчет вести для болтов, поставленных только с зазором.

Размерами поверхности стыка и количеством болтов задаться самостоятельно, руководствуясь конструктивными или технологическими соображениями.

В заданиях № 4, 5, 6 полагать, что сварные швы, ранее рассчитанные, отсутствуют и расчет болтового соединения произвести для рассмотренного положения кронштейна.

Последовательность расчета для разных вариантов нагружения

1. Нагрузка действует в плоскости стыка.

а) Болт поставлен без зазора.

1. Выбрать материал для изготовления болтов и определить допускаемые напряжения на растяжение $[\sigma]_P$, и на срез $[\sigma]_{CP}$; кроме этого допускаемые напряжения на смятие деталей в соединении - $[\sigma]_{CM}$. При этом учесть, что температурный режим работы не превышает $80^\circ C$, а характер изменения нагрузки по условия задания; затяжка болтов не контролируется.

2. Задаться необходимыми размерами стыка, числом болтов и наметить расположение болтов. Определить положение центра тяжести стыка и расстояние от центра тяжести до болтов.

3. Привести силы, действующие на кронштейн к центру тяжести стыка. Вычислить суммарный момент M .

4. Считая, что болты поставлены без зазора, найти нагрузки на болты отдельно от каждой силы и момента, приложенной к кронштейну,

5. Вычислить суммарную нагрузку на наиболее нагруженный болт.

6. Из условия прочности на срез определить требуемый диаметр стержня болта. Выбрать ближайший равный или больший диаметр стандартной резьбы.

7. Проверить на смятие материалы соединяемых деталей в отверстиях по окончательно выбранному размеру диаметра стержня.

6) Болт поставлен с зазором.

Последовательность расчета, до пункта 5 включительно, остается, как и для предыдущего случая, а дальше идет в следующем порядке:

- Определить необходимое усилие затяжки болта, при котором сила трения в стыке уравновесит сдвигающую силу в зоне болта.

- По силе затяжки всех болтов проверить стык на смятие. При этом площадь стыка учитывать, не принимая во внимание отверстия. В случае невыполнения условия прочности на смятие, предусмотреть конструктивные меры.

- Рассчитать болт на прочность из условия совместного действия растяжения и кручения. Окончательно выбрать ближайший равный или больший стандартный внутренний, наружный диаметры и шаг резьбы. Дать обозначение резьбы.

- Ориентировочно определить усилие на рукоятке ключа для обеспечения затяжки болта с усилием V .

2. Нагрузка действует в плоскости, перпендикулярной стыку.

1. Выбрать материал болтов и определить допустимые напряжения на

растяжение $[\sigma]_P$, на смятие стыка $[\sigma]_{CM}$.

2. Задаться необходимыми размерами стыка, числом болтов и наметить их расположение. Определить центр тяжести стыка и расстояние от оси (проходящей через центр тяжести и вокруг которой момент M стремится повернуть кронштейн при затянутых болтах) до болтов.

3. Привести силы к центру тяжести стыка и вычислить величину момента M .

4. Найти величину предварительной затяжки V по условиям:

а) нераскрытия стыка ($\sigma_{min} > 0$);

б) отсутствия сдвига по поверхности стыка.

Для дальнейших расчетов принять большее значение из полученных.

5. Проверить стык на смятие ($\sigma_{min} \leq [\sigma]_{CM}$). В случае невыполнения условия прочности на смятие, принять конструктивные меры.

6. Найти нагрузку на соединение в зоне одного болта Q_N от растягивающего усилия N .

7. Найти нагрузку Q_M на соединение в зоне наиболее нагруженного болта при действии момента M .

8. Определить суммарную нагрузку, действующую на соединение в зоне более нагруженного болта:

$$P = Q_N + Q_M. \quad (14)$$

9. Определить расчетную нагрузку на болт:

$$Q_B = V + xP. \quad (15)$$

10. Рассчитать болт из условия совместного действия растяжения и кручения. Окончательно выбрать ближайший равный или больший стандартный внутренний, наружный диаметр и шаг резьбы. Дать обозначение резьбы.

11. Проверить болт на выносливость при действии переменных нагрузок.

12. Ориентировочно определить усилие на рукоятке ключа для обесценения затяжки болта с усилием V .

Замечания к пунктам последовательности расчета

1. Выбор материалов болтов зависит от условий работы (температура, возможность коррозии и т.п.) величины и характера нагрузки (статическая или переменная), способа изготовления и качества монтажа (контролируемая или неконтролируемая затяжка).

Основные материалы резьбовых деталей приведены в таблице 4.

Для неответственных стандартных резьбовых крепежных деталей применяют мало- и среднеуглеродистые стали обыкновенного качества. В ответственных случаях, при переменных нагрузках и высокой рабочей температуре (до 400°C), применяют легированные стали. При рабочей температуре 400...700°C применяют нержавеющие стали.

Прочность болтовых соединений зависит не только от качества материала, но и технологии изготовления и т.д. поэтому в большей степени представляет интерес не столь прочность материала, как прочность самого изделия, полученного из этого материала (болта, шпильки, винта). Поэтому ГОСТ 1759-70 устанавливает 12 классов прочности стальных болтов, винтов, шпилек и соответствующие материалы этих изделий (таблица 4).

Классы прочности обозначаются двумя числами. Первое число, умноженное на 10, указывает минимальное значение предела прочности (кГ/мм²). Произведение этих чисел представляет собой предел текучести.

Например, для класса прочности 3,6 минимальный предел прочности материала болта:

$$\sigma_u = 3 \cdot 10 = 30 \text{ кГ/мм}^2 (\approx 300 \text{ Н/мм}^2), \quad (16)$$

а предел текучести:

$$\sigma_t = 3 \cdot 6 = 18 \text{ кГ/мм}^2 (\approx 180 \text{ Н/мм}^2). \quad (17)$$

Для этого болта рекомендованы материалы Ст 3кп, Ст 3сп. Сопоставление полученных σ_u и σ_t с характеристиками Ст 3 (указанными в таблице 4) подтверждают связь классов прочности с рекомендуемыми материалами, обеспечивающими необходимую прочность болта (таблица 5).

Допускаемое напряжение на растяжение:

$$[\sigma]_p = \sigma_T / [n], \quad (18)$$

где σ_T - предел текучести материала болта,

$[n]$ - требуемый коэффициент запаса прочности.

При контролируемой затяжке для болтов из углеродистой стали $[n] \approx 1,6$ для болтов из легированной стали $[n] \approx 2$.

При неконтролируемой затяжке коэффициенты запаса $[n]$ принимают в зависимости от диаметра резьбы (таблица 6).

Таблица 4 – Характеристика материала

Материалы	Термическая обработка		σ_e	σ_T	σ_{-1P}	$\delta \%$	Область применения
	Температура закалки, среда	Температура отпуска	Н/мм ²				
1	2	3	4	5	6	7	8
Мало- и среднеуглеродистые стали обычного качества							
Ст3	-	-	380...470	240	130	26	Неответственные резьбовые соединения
Ст 4	-	-	420...520	260	150	24	
Ст4	-	-	500...620	280	170	20	Средне-напряженные соединения общего назначения
Стали углеродистые качественные							
A 12	-	-	450...600	240	160	22	В машинах средней напряженности
35	850, вода	600	450...500	300	180	18	
45	850, вода	650... 700	700...850	650	210	15	
Стали легированные							
38 ХА	850, масло	550	900...950	800	300	12	В машинах высокой напряженности с рабочей температурой до 400°C при действии переменных нагрузок
30 ХГСА	850, масло	510...570	1100	650	300	10	
40ХНМА	810, масло	580	1150	650	440	12	
18ХН3А	860, масло	525...575	1050	800	450	12	
I6ХСН	925, вода	400	1200	900	-	12	
Стали нержавеющие							
1 x 17Н2	1030, масло	580	1100	900	-	8	В машинах для открытых систем с рабочей температурой до 400°C

Продолжение таблицы 4

1	2	3	4	5	6	7	8
1x17H2	1030, масло	580	1100	900	-	8	В машинах для открытых систем с рабочей температурой до 400°C
1x12H2BMФ	1000, масло	620...680	1200	750	-	15	то же для закрытых систем до 500°C
X12H22T3MP	1170...1200, воздух, старение 750...800°C	-	1050	850	-	8	то же для закрытых систем до 700°C

Таблица 5 – Классы прочности болтов и материалы резьбовых соединений

Класс прочности болтов	Твердость болта		Материалы			
	наименьшая	наибольшая	болт	гайка		
3,6	90	150	Ст 3кп	-		
			Ст 3сп	-		
			Ст 10кп	-		
4,6	110	170	20	Ст 3кп		
4,8			10; 10кп	Ст 3сп		
5,6	140	215	30; 35; 10 ^x	10; 10кп 20		
5,8			10 ^x кп			
			Ст 3сп			
			Ст 3кп			
6,6	170	245	35; 45; 40Г	15; 15кп		
6,8			20; 20кп	35; ст. 5		
6,9			35 ^{xx} ; 35Х; 38ХА; 45Г	20; 20кп; 35,45		
8,8	21	33	40Г2; 40Х 30ХГСА	35Х; 38ХА		
10,9	29	39	35ХГСА	40Х; 30ХГСА		
12,9	36	45	40ХН2МА	35ХГСА; 40ХН2МА		
14,9	41	50				

Примечание :

^x Для болтов с диаметром резьбы до 12 мм включительно.^{xx} Для болтов с диаметром резьбы до 16 включительно.

При определении $[\sigma]_p$ необходимо учитывать температурный режим работы. Например, для болтов из Ст 3 при температуре $t = 125^\circ\text{C}$ $[\sigma]_p$ снижается 1,6 раза, а при $t = 300^\circ\text{C}$ - в 2 раза.

Допускаемое напряжение на срез принимается:

$[\tau]_{cp} = 0,45\sigma_T$ - при постоянной нагрузке,

$[\tau]_{cp} = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T$ - при переменных нагрузках,

где σ_T - предел текучести материала болта.

Таблица 6 - Коэффициент запаса $[n]$ в зависимости от диаметра резьбы

Материалы болтов	Значения $[n]$ при номинальном диаметре резьбы d , мм.		
	6...16	16...30	30...60
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,7
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	3,3...3

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma]$ см:

для стали углеродистой - $(0,8 \dots 1,0)\sigma_T$,

для стали легированной - $(0,6 \dots 0,8)\sigma_T$,

для чугуна - $(0,6 \dots 0,8)\sigma_{tp}$,

для бетона - $1 \dots 2 \text{ Н/мм}^2$,

для дерева - $2 \dots 4 \text{ Н/мм}^2$.

2. Определение нагрузки и вычисление диаметра болта.

После приведения сил к центру тяжестистыка действуют G , N , M .

Нагрузки от сил G и N будут одинаковы на каждом болте (рисунок 9а) и вычисляются:

$$Q_N = N/z, \quad Q_G = G/z, \quad (19)$$

где z - число болтов.

Нагрузки на болты Q_{Mi} при действии момента M различны. Поэтому полагают, что деформации и усилия болтов пропорциональны их расстояниям от оси, проходящей через центр тяжестистыка. Усилия Q_{Mi} направлены перпендикулярно радиусам r_i , или расстояниям y_i (рисунок 8).

Максимальное усилие болта на наиболее удалённом расстоянии:

$$\text{_____ ,} \quad (20)$$

или

$$\text{_____ ,} \quad (21)$$

где Z_i – число болтов, расположенных на одинаковых радиусах или расстояниях.

Суммарная нагрузка от N , G и M на наиболее нагруженный болт: для случая «а» (рисунок 9), когда болты поставлены без зазора:

$$\text{---} = \text{_____} - \text{---} + \text{---} . \quad (22)$$

По этой нагрузке определяется диаметр болта из условия прочности на срез.

Для этого же случая, но когда болты поставлены с зазором, расчет на прочность проводится по усилию затяжки болта, которое связано с суммарной нагрузкой:

$$V = \text{---} , \quad (23)$$

где $K \geq 1,2$ - коэффициент запаса сцепления;

i - число стыков, стягиваемых болтом;

f - коэффициент трения стыка. (для сухих обработанных стыков стальных или чугунных деталей $f = 0,10 - 1,5$; при наличии масляной пленки $f = 0,06$).

Внутренний диаметр резьбы определяется из условия совместного действия растяжения и кручения:

$$\sigma = \text{---} \leq [\sigma]_p \quad (24)$$

и будет

$$d_1 = \text{---} . \quad (25)$$

Для случая «б» (рисунок 9) суммарная нагрузка, действующая на соединение в зоне наиболее нагруженного болта от силы N и момента M :

$$P = Q_M + Q_N . \quad (26)$$

Здесь сила Q_G не учитывается, т.к. сила G уравновешивается силами трения после затяжки стыка с усилием V .

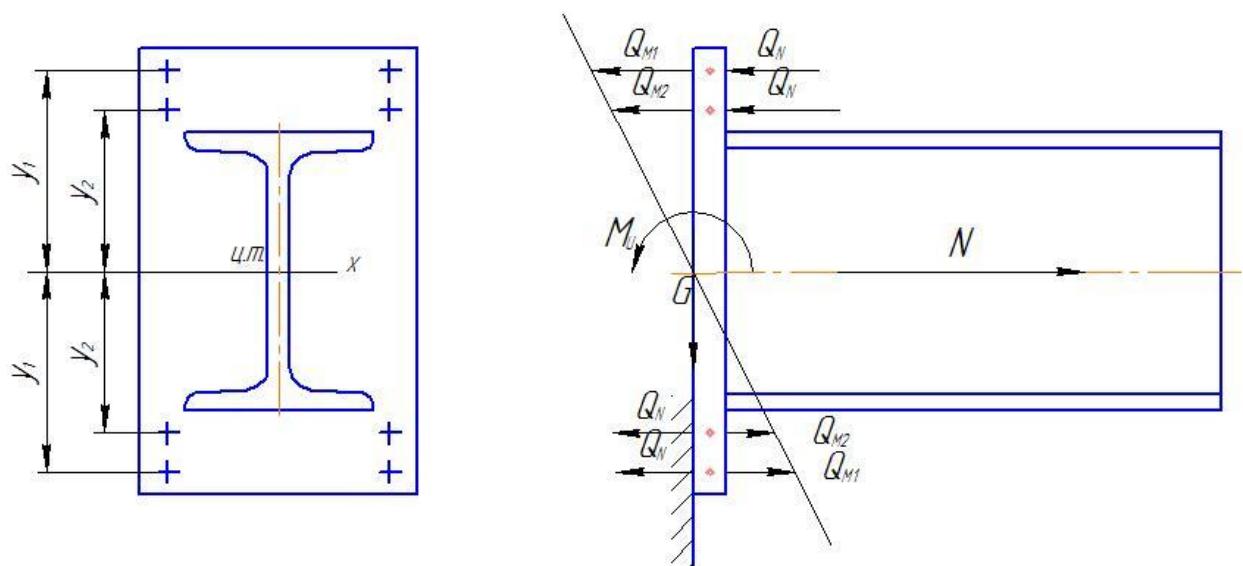
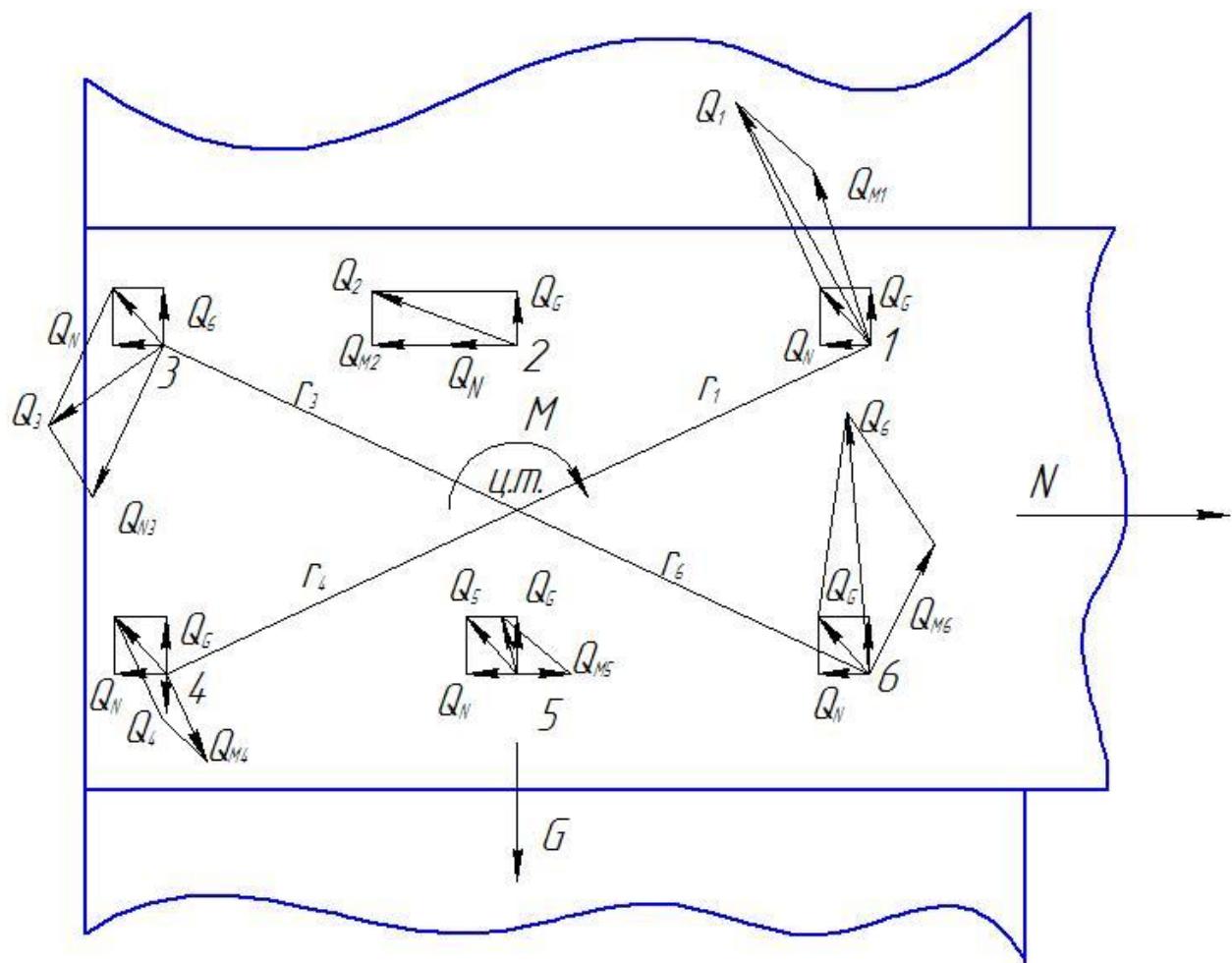


Рисунок 9 – Схема расчета методом осевого момента инерции

Тогда стержень болта будет нагружен растягивающей силой V и частью силы P (рисунок 10), т.е.

$$Q_G = V + \chi \cdot P. \quad (27)$$

По этой нагрузке рассчитывается болт из условия совместного действия растяжения и кручения.

Определение усилия V затяжкистыка (растяжения болта):

а) из условия нераскрытиястыка производится на основе следующего.

Кронштейн крепится к месту так, чтобы при последующем действии нагрузок он не перекаивался. Это достигается за счет усилия предварительной затяжки V . При этом встыке возникнут сжимающие напряжения (рисунок 11):

$$\sigma = \frac{V}{Fz}, \quad (28)$$

где z - число болтов;

F - площадь опорной поверхностистыка, без учета отверстий.

При действии отрывающего усилия N (рисунок 96), напряжение уменьшится на величину:

$$\sigma_N = \frac{N}{Fz}. \quad (29)$$

Если учесть, что $\chi = 0,2 \dots 0,3$, то можно принять:

$$\sigma_N = \frac{N}{Fz}, \quad (30)$$

При действии момента M кронштейн стремится повернуться относительно оси, проходящей через центр тяжести. При этом напряжение G в верхней частистыка уменьшится, а в нижней увеличится на

$$\sigma_M = \frac{W}{Fz}, \quad (31)$$

где W - осевой момент сопротивления площадистыка без учета отверстий.

Сила G , сдвигающая кронштейн, не изменяет напряжения встыке.

Общая эпюра напряжения (рисунок 11) показывает, что у верхней

кромки

$$\sigma_{\min} = \sigma_V - \sigma_N - \sigma_M, \quad (32)$$

у нижней

$$\sigma_{\max} = \sigma_V - \sigma_N + \sigma_M, \quad (33)$$

Чтобы стык под нагрузкой не раскрылся, необходимо, чтобы

$$\sigma_{\min} > 0. \quad (34)$$

откуда

$$\sigma_V = K (\sigma_N + \sigma_M), \quad (35)$$

где $K = 1,2 \dots 1,5$ - коэффициент запаса.

Из выражений (27) и (35) определяется необходимое усилие затяжки.

$$V = F K (\sigma_N + \sigma_M) / z. \quad (36)$$

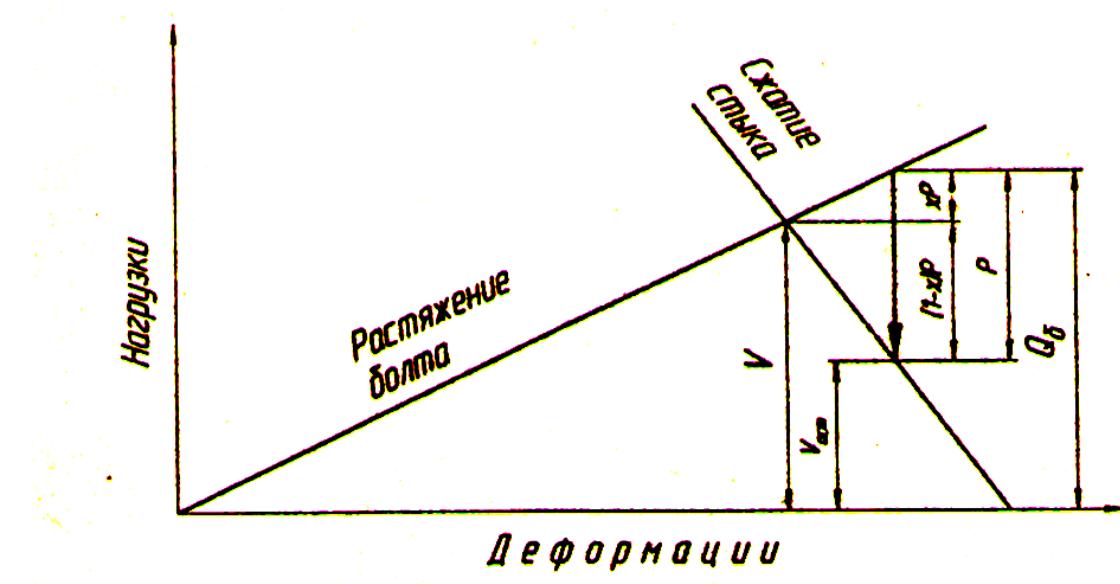


Рис. 10

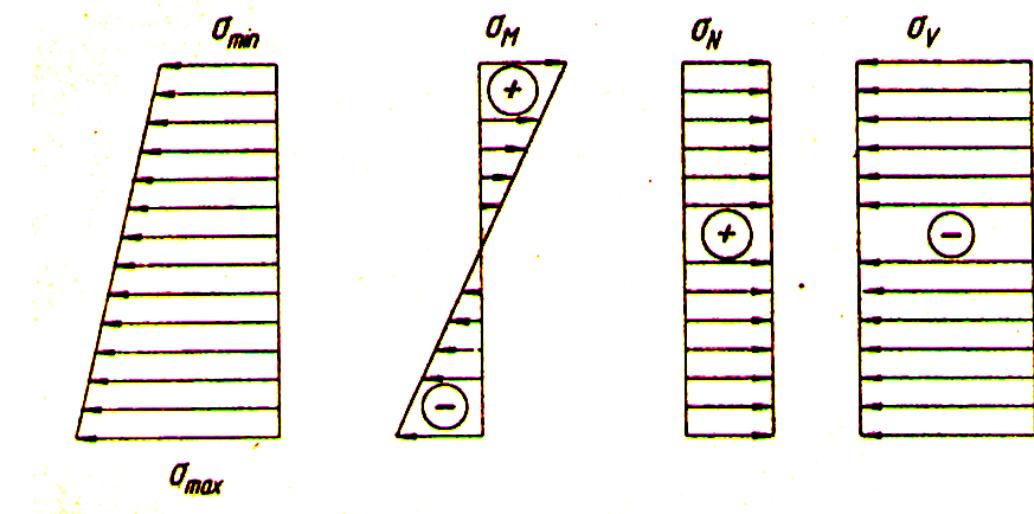


Рисунок 11 - Общая эпюра напряжения

б) Определение усилия затяжки V из условия отсутствия сдвига кронштейна под действием силы G производится на основании:

$$F_{mp} > G \text{ или } (z \cdot V - N) \cdot f = K \cdot G. \quad (37)$$

Отсюда

$$V = K \cdot G + N + f / f \cdot z. \quad (38)$$

где f - коэффициент трения скольжения.

По большему значению V , полученному по формулам (36) и (38), производится проверка на снятие стыка т.е.

$$\sigma_{cm} = \frac{\text{_____}}{\text{_____}} \leq [\sigma]_{cm} \quad (39)$$

3. Проверка болта, затянутого с усилием V , на выносливость при действии переменных нагрузок проводится для случаев, указанных на рисунке 9б.

В соединениях, показанных на рисунке 9а, подобная проверка не производится, т.к. переменные нагрузки не передаются на болты.

Изменение нагрузки P по пульсирующему (отнулевому) циклу является наиболее характерным. При этом нагрузка на болт будет меняться, как указано на рисунке 12.

Болт оценивается по двум условиям прочности, характеризующимся своими коэффициентами запаса.

а) Запас прочности по амплитуде

$$n_a = \frac{\sigma_{-1pk}}{\sigma_a} \geq [n]_a, \quad (39)$$

где σ_{-1pk} - предел выносливости болта; σ_a - предел выносливости при симметричном цикле растяжения-сжатия (таблица 4);

K_a - эффективный коэффициент концентрации напряжения (таблица 7);

$\sigma_a = \frac{\sigma_{-1pk}}{K_a} = \frac{\sigma_{-1pk}}{K_a} - \text{амплитуда переменных напряжений}; \quad (41)$

$[n]_a = 2,5 \dots 4,0$ - требуемый коэффициент запаса по амплитуде.

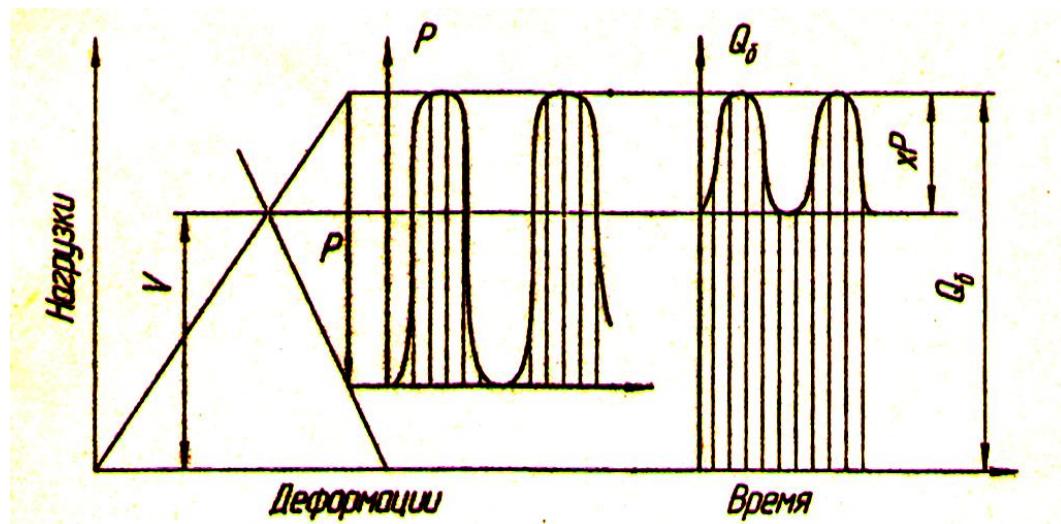


Рисунок 12 – Схема расчета методом осевого момента инерции

Таблица 7 – Эффективный коэффициент концентрации напряжения

Материалы	K_a
Углеродистые стали	4...6
Легированные стали ($\sigma_B < 1300 \text{ Н/мм}^2$)	5,5...7,5
Титановые сплавы	4,5...6

Большие значения для винта из более прочных материалов и термически обработанных.

В соединениях, где гайка работает на растяжение K_a , уменьшается на 30...40%.

б) Запас прочности по наибольшему напряжению цикла:

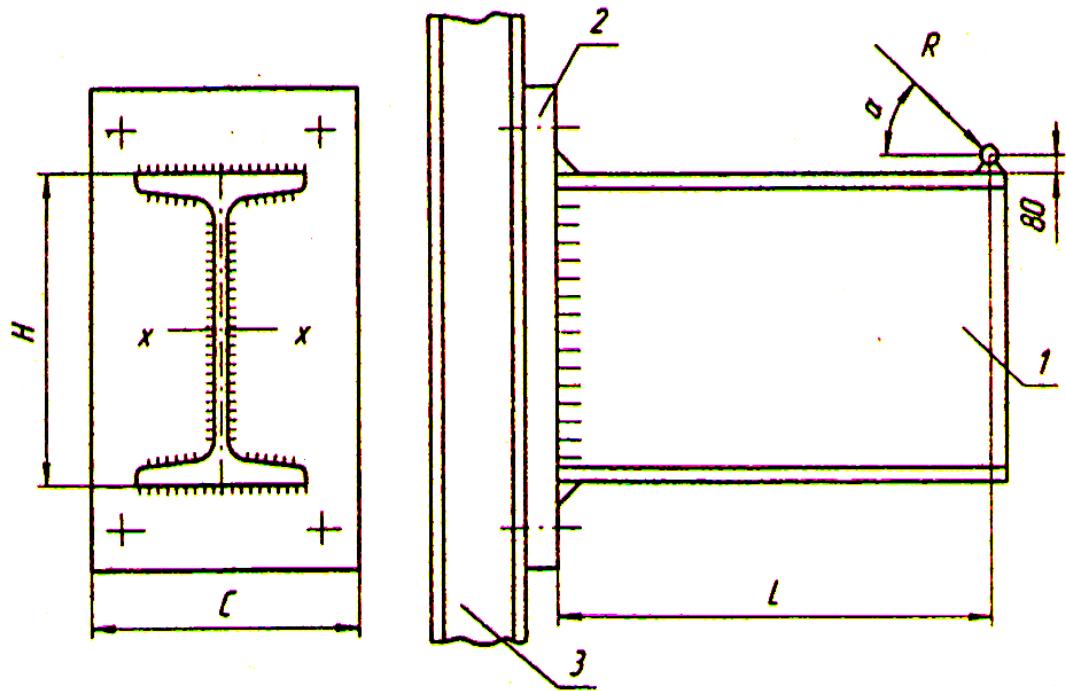
$$n = \sigma_{\text{пред.}} / \sigma_{\text{max}} = \sigma_T / (\sigma_V + 2 \cdot \sigma_a) \leq [n], \quad (42)$$

где σ_V - напряжение от затяжки:

$$\sigma_V = V / F_1 = 4V / \pi d_1^2, \quad (43)$$

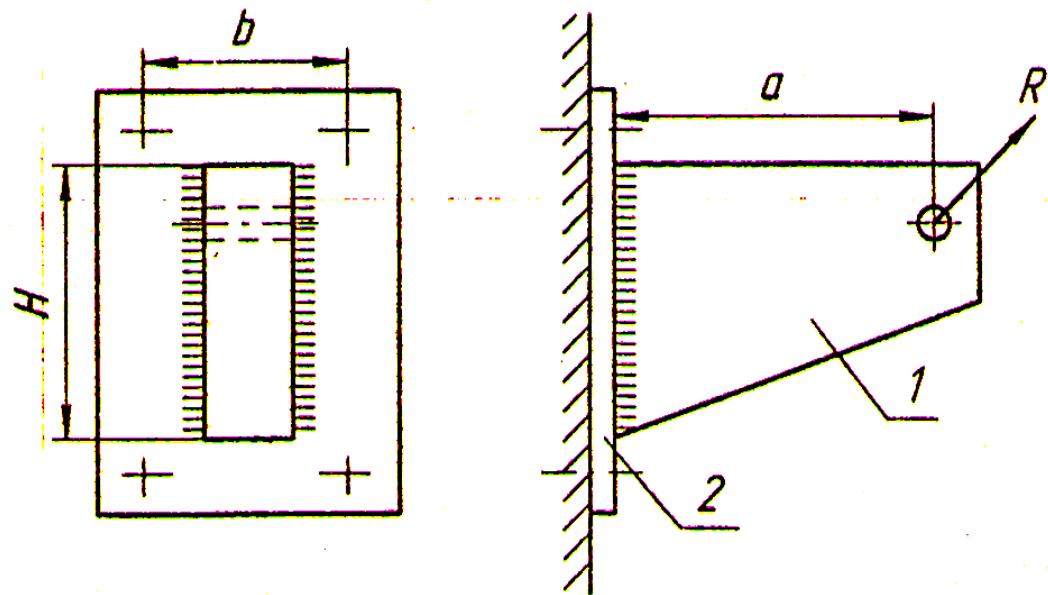
$[n] = 1,25...2,5$ - требуемый коэффициент запаса прочности по наибольшему напряжению.

Тип 1



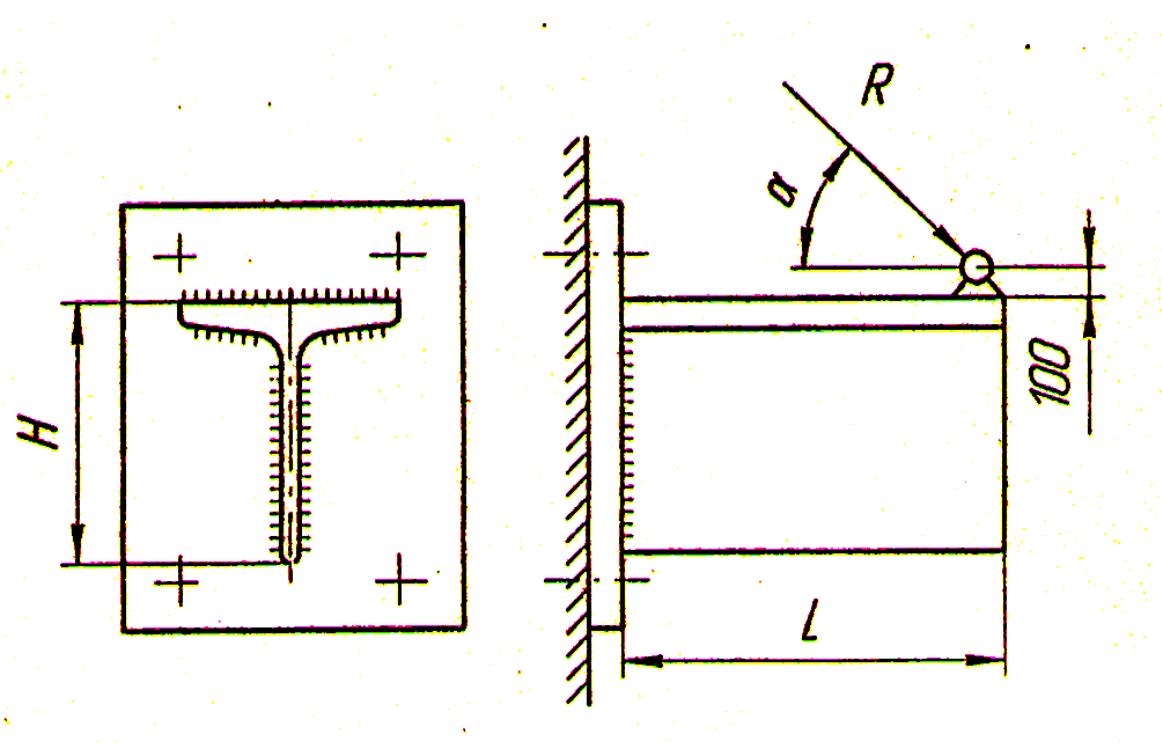
Условия	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R , кН	10	9	8	7	4	4	7	8	8	10
L , м	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
α , градус	0	15	30	45	60	75	90	0	15	30
Электрод	Э42А	Э42	Э34	Э42А	Э42	Э34	Э42	Э42А	Э50	Э50А
R_{\min} / R_{\max}	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

Тип 2



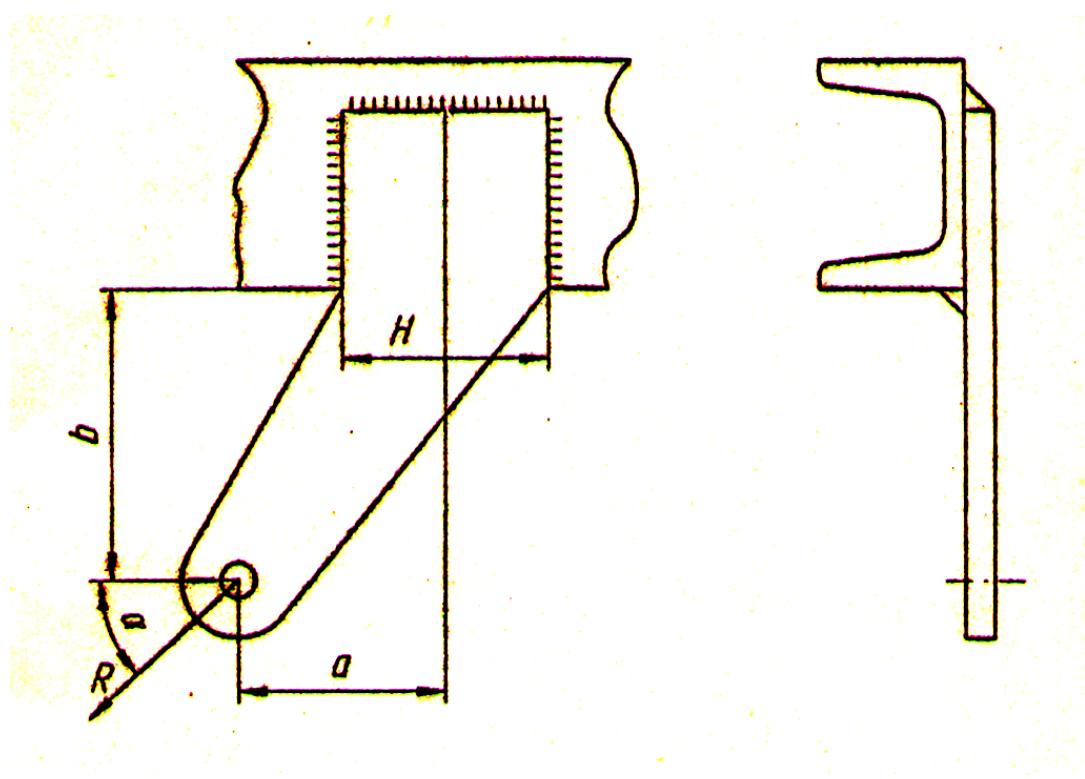
Условия	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R , кН	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
a , м	0,34	0,33	0,32	0,31	0,30	0,29	0,28	0,27	0,26	0,25
B , м	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21
α, градус	0	15	30	45	60	75	90	75	60	45
Электрод	Э42A	Э42	Э34	Э42A	Э42	Э34	Э42	Э42A	Э50	Э50A
R_{\min} / R_{\max}	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

Тип 3



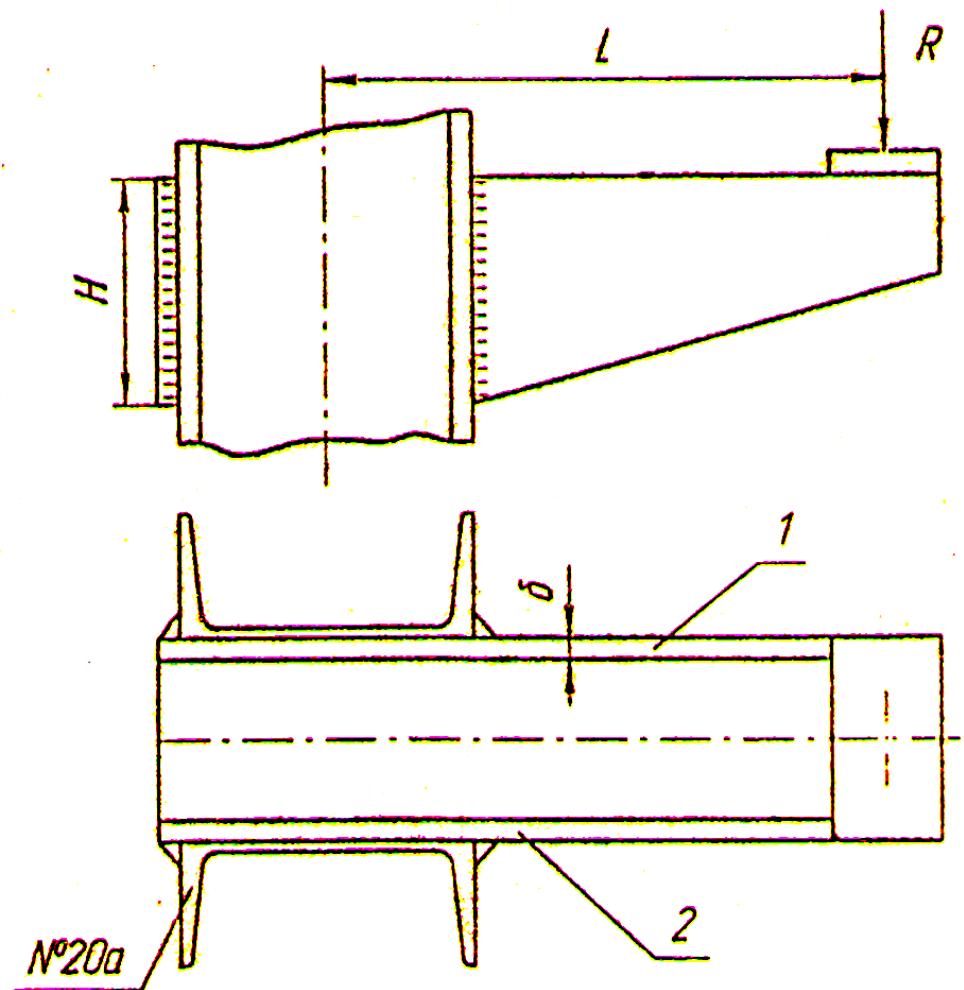
Условия	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R , кН	9	8	7	6	5	5	6	7	8	9
L , м	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
α , градус	0	15	30	45	60	75	90	75	60	45
Электрод	Э42A	Э42	Э34	Э42A	Э42	Э34	Э42	Э42A	Э50	Э50A
R_{\min} / R_{\max}	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

Тип 4



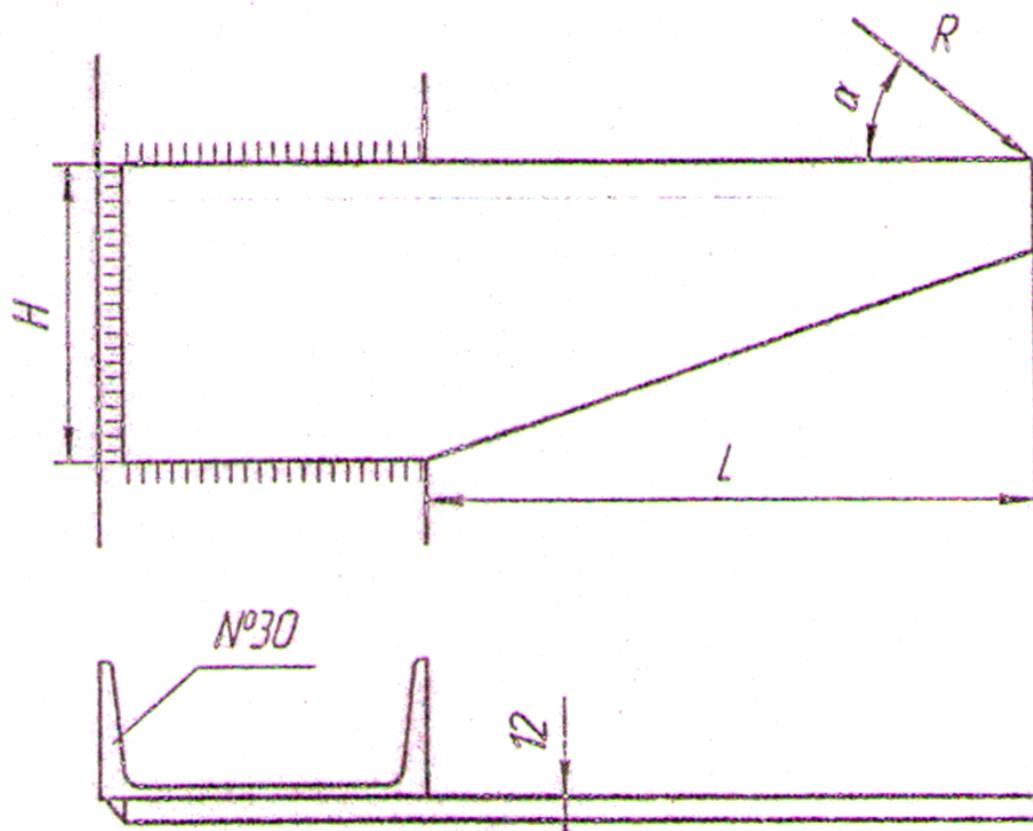
Условия	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R , кН	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
a , см	40,0	37,5	35,0	32,5	30,0	32,5	35,0	37,5	40,0	42,5
B , см	60	57,5	55	52,5	50	52,5	55	57,5	60	62,5
α , градус	0	15	30	45	60	0	15	30	45	60
Электрод	Э42А	Э42	Э34	Э42А	Э42	Э34	Э42	Э42А	Э50	Э50А
R_{\min} / R_{\max}	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

Тип 5



Условия	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R , кН	6,5	7,5	8,5	9,5	10,5	11,5	12,5	13,5	14,5	15,5
L , м	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
Электрод	Э42A	Э42	Э34	Э42A	Э42	Э34	Э42	Э42A	Э50	Э50A
R_{\min} / R_{\max}	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

Тип 6



Условия	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R , кН	105	115	125	135	145	155	165	175	185	195
L , м	30,0	32,5	35,0	37,0	40,0	42,5	45,0	47,5	50,0	52,5
α , градус	0	15	30	45	60	75	90	75	60	45
Электрод	Э42А	Э42	Э34	Э42А	Э42	Э34	Э42	Э42А	Э50	Э50А
R_{\min} / R_{\max}	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ 1

Тип 1. Расчет сварного соединения.

Таблица 1.1 - Исходные данные

R, kH	9	J_{xt}	0,0000035
$L, \text{м}$	1,3	$W, \text{м}^3$	0,0000584
$H, \text{м}$	0,12	$F, \text{м}^2$	0,00147
$\alpha, \text{град}$	15	$t, \text{м}$	0,0073
R_{\min} / R_{\max}	0,9	$AB(b), \text{м}$	0,064
$[\sigma]_p, \text{Мпа}$	160	$S, \text{м}$	0,0048
Электрод Э50		Катет шва $K, \text{м}$	0,004
β	0,6		

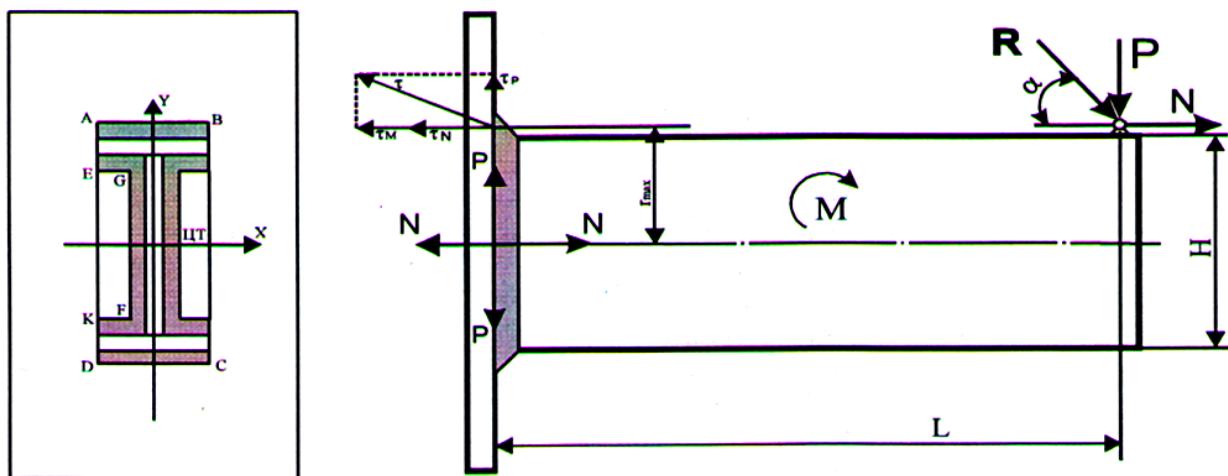


Рисунок 2 – Схема сварного соединения конструкции

2. Определение осевых сил, изгибающих моментов относительно центрастыка и допускаемых напряжений

$$P = R \cdot \sin \alpha = 2331 \text{ Н}$$

$$N = R \cdot \cos \alpha = 8693 \text{ Н}$$

$$M_{изг} = P \cdot L + N \cdot (H / 2 + 0,08) = 4247,3 \text{ Нм}$$

3. $\sigma = \text{---} - [\sigma]_p = 78641345 \text{ Па, что допустимо.}$

4. Определение напряжений в сварном шве

$$\sum F_i = 1,4 \cdot k \cdot (2b - s - 2k + h - 2t) = 0,00123536 m^2$$

$$\tau_p = P / \sum F_i = 1886899 \text{ Па}$$

$$\tau_N = N / \sum F_i = 7036815 \text{ Па}$$

$$I_X = I_{ABCD} - 2I_{EGFK} - I_{XT} = \frac{\text{_____}}{\text{_____}} = 0,000003742 m^4$$

$$y_{\max} = (H + K) / 2 = 0,062 \text{ м}$$

$$\tau_M^{\max} = \frac{|M_u| y_{\max}}{J_x} = 70372154 \text{ Па}$$

$$\tau = \sqrt{\tau_P^2 + (\tau_N + \tau_M^{\max})^2} = 77431963 \text{ Па}$$

$$\gamma = \frac{\text{_____}}{\text{_____}} = 0,968$$

$$[\tau] = \beta \cdot [\sigma]_p \cdot \gamma = 92928000 \text{ Па}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau]$$

$$\Delta \tau = ([\tau] - \tau_{\max}) / [\tau] = 16,7\%.$$

Что допустимо.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ 2

Тип 1. Расчет болтового соединения

Таблица 1.1 - Исходные данные

R , кН	9		L_1 , м	0,26
L , м	1,3		L_2 , м	0,18
H , м	0,12		L_3 , м	0,32
a , град.	15		B , м	0,12
R_{min} / R_{max}	0,9		B_1 , м	0,16
Электрод	Э50		S_1 , м	0,005
K_b	5		[n]	2,2
$[\sigma]p$, МПа	160		[n _a]	3,6
σ_{-1p} , МПа	180		число болтов z , шт.	8
σ_t , МПа	400		f	0,15
Затяжка болтов контролируемая, n	1,6		Класс прочности болта	5.8

Недостающие размеры принимаем исходя из конструктивных особенностей

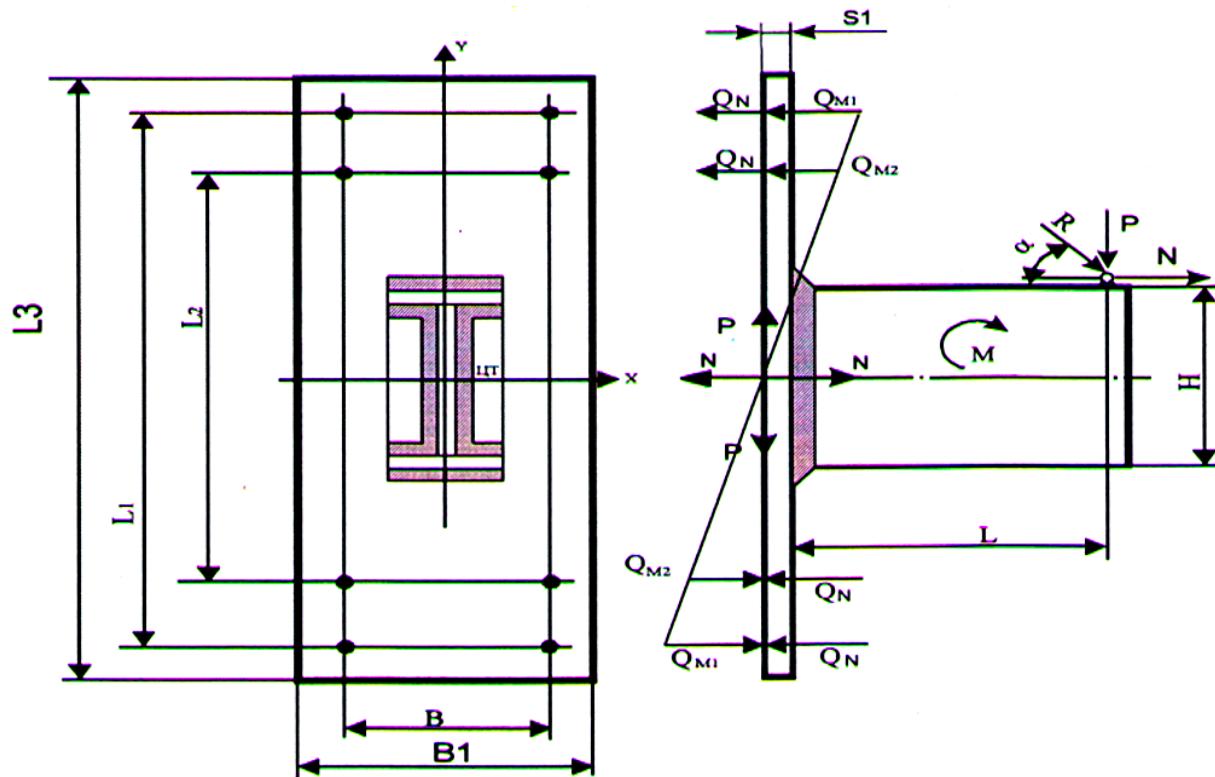


Рисунок 1 – Схема болтового соединения конструкции

2. Определение осевых сил, изгибающих моментов относительно центрастыка

$$P = R \cdot \sin \alpha = 2331H,$$

$$N = R \cdot \cos \alpha = 8693 H,$$

$$M_{изг} = P \cdot (L + S_1) + N \cdot (0,08 + H/2) = 4259,0 \text{ Нм.}$$

3. Определение усилия затяжки болтов из условия нераскрытиястыка

$$\sigma_V = Vz / F,$$

$$F = B_1 L_3.$$

$$\sigma_N = \frac{M_{изг}}{L} = 118850 \text{ Па.}$$

$$\chi = 0,3.$$

$$\sigma_M = \frac{M_{изг}}{L} = 4259,0 \text{ Нм.}$$

$$\sigma_V = K(\sigma_N + \sigma_M) = \sigma_V = 1,5(\sigma_N + \sigma_M) = 2517813 \text{ Па.}$$

$$V = \sigma_V F / z = 16114,0 \text{ H}$$

$$\sigma_{min} = \sigma_V - \sigma_N - \sigma_M = 839271 > 0, \text{ условие нераскрытиястыка.}$$

$$\sigma_{max} = \sigma_V - \sigma_N + \sigma_M = 3958655 \text{ Па.}$$

4. Определение усилия затяжки болтов из условия отсутствия сдвига

$$F_{TP} = f(Vz - N) > P$$

$$f(Vz - N) = KP = 1,5P$$

$$V = (1,5P + Nf) / f_z = 4000 H.$$

В дальнейших расчетах берем большее значение усилия затяжки болтов

$$V = 16114,0 \text{ H.}$$

5. Проверкастыка на смятие

$$\sigma_{cm} = \frac{V}{A} \leq [\sigma]_{cm}$$

$$[\sigma]_{cm} = 192 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{cm} \geq \sigma_{cm} = \frac{V}{A} = 2517813 \text{ Па,}$$

Условие выполняется

6. Определение нагрузки действующей на болт и диаметр стержня болта

$$Q_B = V + xP = V + x [N/z + M_{изг}L_1 / 2(L_1 + L_2)] = 18101 \text{ Н}$$

$$[\sigma]_p = \frac{\text{_____}}{\text{_____}} = 250 \text{ МПа}$$

$$d_1 = \frac{\text{_____}}{\text{_____}} = 10,950 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_1 = 11,55 \text{ мм.}$

Болт М14x60.58 ГОСТ 7805 – 70.

7. Определение запаса прочности по амплитуде

$$\sigma_a = \frac{\text{_____}}{\text{_____}} = 9487117 \text{ Па}$$

$$[n] \leq n_a = \frac{\text{_____}}{\text{_____}} = 3,79$$

Что допустимо.

8. Определение запаса прочности по наибольшему напряжению цикла

$$[n] \leq n = \sigma_T / (4V / \pi d_1^2 + 2 \sigma_a) = 2,31$$

Что допустимо.

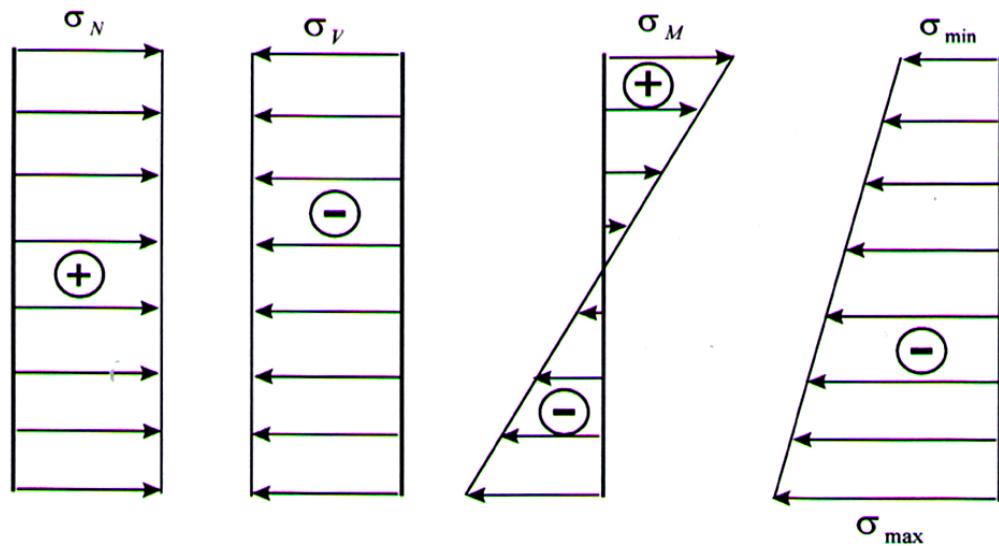


Рисунок 2 – Общая эпюра напряжения

Список литературы

1. Жуков, К.П. Проектирование деталей и узлов машин: Учебник для ВУЗов / К.П. Жуков. - М.: Машиностроение, 2014. - 648 с.
2. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скобеда. - М.: Высшая школа, 2015.-309 с.
3. Шелофаст, В.В. Основы проектирования машин / В.В. Шелофаст. – М.: Изд-во АПМ, 2015.-472 с.
4. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя / В.И. Ануриев. – М.: Машиностроение, в 3 т., 2011.
5. Гурин, В.В. Детали машин и курсовое проектирование. Часть 1: Учебник для бакалавриата и магистратуры / В.В. Гурин, В.М. Замятин, А.М. Попов. - Люберцы: Юрайт, 2016. - 366 с.
6. Решетов, Д.И. Детали машин. Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов /Д.И. Решетов. – 9-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2009. – 496 стр..
7. Куклин, Н. Г. Детали машин: Учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков, 9-е изд., перераб. и доп - М.: КУРС, НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 512 с.
8. Хруничева, Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: Учебное пособие / Т.В. Хруничева. - М.: ИД ФОРУМ: НИЦ ИНФРА-М, 2014. - 224 с.: ил.
9. Олофинская, В.П. Детали машин. Основы теории, расчета и конструирования: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - М.: Форум: НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 72 с.
10. Зубарев, Ю.М. Расчет и проектирование приспособлений в машиностроении: Учебник / Ю.М. Зубарев. - СПб.: Лань, 2015. - 320 с.