Студент V курса
моторостроительного
факультета ХАИ
Гриндлат В.

Расчет болтовых соединений на усталость.

I Общие замечания о методике усталостных расчетов

При усталостном расчете, как и в случае расчета на статическую прочность, нам необходимо знать разрушающее напряжение или усилие.

Для нахождения разрушающего напряжения или усилия по предлагаемым обычно методам расчета проводят (на диаграммах Смита, Хэя и т.п) луч из начала координат через точку, изображающее нормальное рабочее состояние детали. Точка пересечения луча с кривой предельной прочности дает искомое напряжение. Такое построение по существу означает, что ассимметрия цикла

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

принята неизменной при изменении напряженного состояния детали.

Этот метод может применяться,

если постоянная и переменная составляющие цикла напряжений изменяются пропорционально. В противном случае асимметрия не будет постоянной при изменении напряженного состояния детали. Примером такого случая может служить нагружение детали несколькими независимыми друг от друга силовыми воздействиями. Асимметрия цикла в этом случае будет изменяться с изменением напряженного состояния детали по некоторому закону, связанному с законом изменения силовых воздействий.
Нами рассмотрен расчет болтовых соединений на усталость как один из случаев расчета при непостоянной асимметрии цикла.
Сравнение предлагаемого метода с расчетом, например, по Серенсену (I) дает любопытные результаты.

II. Усилия и напряжения в болте при переменном нагружении

Если выбранная затяжка обеспечивает плотность болтового соединения, то имеем:

$$P_б = P_з + P_{вн.} \frac{c_1}{c_1 + c_2}$$

Здесь: $P_б$ - усилие в болте

P_3 - усилие предварительной затяжки

$P_{вн.}$ - внешнее усилие, действующее на болт

C_1 - жесткость болта

C_2 - жесткость стягиваемых болтом элементов.

При изменении внешнего усилия за один цикл от XP до P, принимая $X<1$ получаем следующие составляющие усилия в болте:

$$P_{max} = P_3 + Pa \quad . . . . (2)$$

$$P_{min} = P_3 + xPa,$$

$$где \quad a = \frac{C_1}{C_1 + C_2} \quad . . . . (2\text{-}a)$$

Отсюда:

$$P_m = \frac{P_{max} + P_{min}}{2} = P_3 + \frac{x+1}{2} Pa \quad . . . . (3)$$

Сравнивая уравнения (2) и (3), получаем:

$$P_{max} = \frac{2}{x+1} P_m + \frac{x-1}{x+1} P_3$$

или, переходя к напряжениям:

$$\sigma_{max} = \frac{2y}{x+1} \sigma_m + \frac{x-1}{x+1} \sigma_3 \quad . . . . (4)$$

Величину P мы будем считать существенно-положительной, тогда величина X будет определять направление минимума усилия ($x>0$ при растягивающем усилии) и его асиметрию.

При дальнейшем расчете мы принимаем,

что асимметрия внешнего усилия постоянна.

Переход соединения из состояния нормальной работы к состоянию ~~рав~~ разрушения будет происходить вследствие увеличения модуля P усилия, причем напряжения в болте при этом будут следовать уравнению (4) до тех пор, пока они не сделаются равными разрушающим. Совместное решение уравнения (4) и уравнения, связывающие разрушающие напряжения, позволит определить последние и подойти к оценке прочности болтового соединения. Расчет был-бы более общим, если-бы мы приняли от XP до YP.

Изложенный метод легко распространяется и на этот случай. Однако он имеет значительно меньшее практическое значение, чем рассматриваемый ($\gamma=1$).

III Диаграммы предельных напряжений при расчете болта.

Для того, чтобы оценивать прочность болтового соединения, надо иметь кроме уравнения (4), уравнение предельных напряжений. Следуя И. Я. Виргеру напишем его в виде:

$$\sigma_{max} = \sigma_{-1} + a_1 \sigma_m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (5)$$

где a_1 - угловой коэфициент прямой (5).

Если известна характеристика пульсирующего цикла материала, то можно принять:

$$a_1 = \frac{2(\sigma_0 - \sigma_{-1})}{\sigma_0} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (6)$$

Если предположить, что прямая (5) проходит через точку статического разрушения, то:

$$a_1 = \frac{\sigma_в - \sigma_{-1}}{\sigma_в} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (7)$$

При прохождении прямой через точку, характеризующую недопустимые пластические деформации, получим:

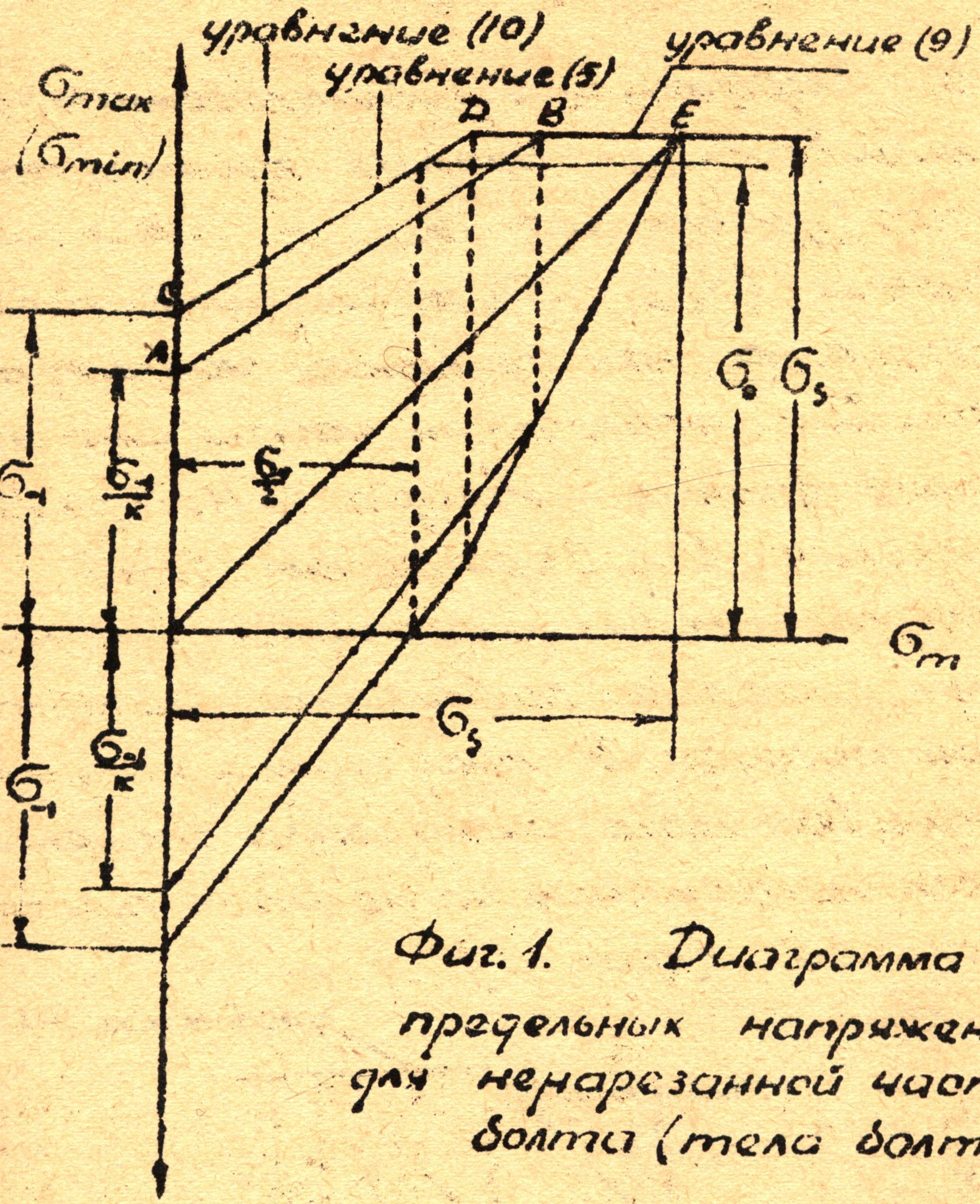
$$a_1 = \frac{\sigma_s - \sigma_{-1}}{\sigma_s} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (8)$$

Мы будем пользоваться уравнением (5), ограничивая наибольшие напряжения условием (фиг. 1):

$$\sigma_{max} = \sigma_s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (9)$$

Учтем концентрацию напряжений.

Для сокращения мы будем называть „коэфициентом концентрации напряжений" величину, учитывающую понижение усталостной прочности при симметричном нагружении вследствие собственно- концентрации напряжений,



Фиг. 1. Диаграмма предельных напряжений для ненарезанной части болта (тела болта).

вследствие влияния величины болта, технологии его изготовления и т.п.

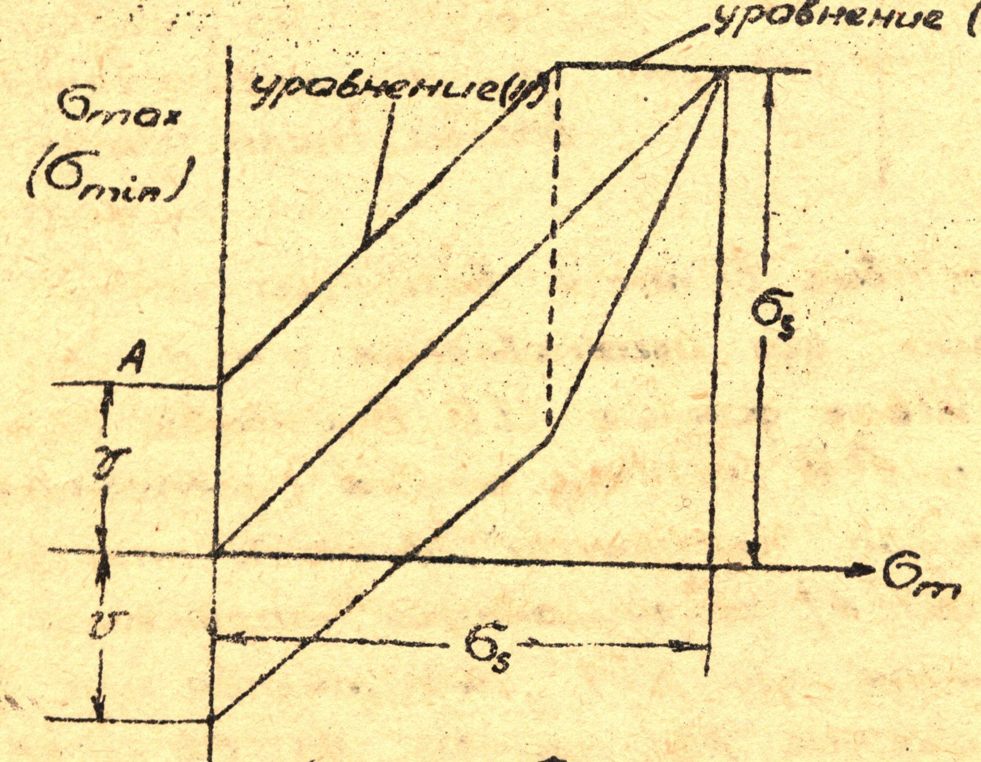
Учитывая данные И.В. Водзолова (2) и Ужика Г.В. (3), мы можем с достаточной степенью точности принять, что прямая CD (фиг. 1) разрушающих напряжений, построенная при $K=1$, смещается при $K\neq1$ в положение AB, причем $AB \parallel CD$ и AB отсекает на оси ординат отрезок $\frac{\sigma_{-1}}{k}$.

Тогда уравнение предельных напряжений будет даваться формулой:

$$\sigma_{max} = a_1 \sigma_m + \frac{\sigma_{-1}}{k} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

где a_1 выражается равенствами (6), (7), (8). Ограничивающую прямую примем попрежнему по уравнению (9).

Уравнения (9) и (10) применимы только для расчета ненарезанной части (тела) болта. Для нарезанной части имеются опытные данные Ротр'а и Нетрел'я (8), приводимые С.В. Серенсеном (1, 4), И.В. Подзоловым (2) и многими другими авторами, которые позволяют считать, что амплитуда v предельных напряжений для большого интервала значений среднего напряжения остается почти постоянной (фиг. 2).



Фиг. 2 Диаграмма предельных напряжений для нарезанной части болта.

Примем диаграмму для нарезанной части по фиг. 2, хотя экспериментальные данные Ротра и Нетрех'я вызывают некоторые сомнения.

В этом случае вместо уравнения (10) мы будем применять уравнение:

$$\sigma_{max} = \sigma_m + V \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (11)$$

или, записывая уравнения (9), (10) и (11) в одинаковой форме, получим:

$$\sigma_{max} = a_1\sigma_m + b_1 \quad \ldots\ldots\ldots (12)$$

При расчете цилиндрической ненарезанной части болта a_1 задается формулами (6), (7) и (8).

При расчете нарезанной части болта $a_1 = 1$, $b = V$. Если пересечение прямых (4) и (12) происходит на участке BC (фиг 1 и 2), то и для гладкой цилиндрической и для нарезанной части болта $a_1 = 0$, $b_1 = \sigma_s$.

При расчетах следует помнить, что предел текучести для нарезанной части болта выше, чем для для гладкой цилиндрической части стержня.

IV Различные типы разрушения болтов.

Рассмотрим различные случаи разрушения болтового соединения.

1. Разрушение болта происходит без потери плотности. Для соединений этого рода справедливо выведенное раннее уравнение (4) напряжений в болте.

2. Разрушение происходит после потери плотности от действия усилия $P_{разр}$. Плотность от усилия $\varkappa P_{разр.}$ сохраняется.

Выведем уравнение напряжений в болте для этого случая:

$$P_{min} = P_з + \varkappa P_a$$

$$P_{max} = P \qquad \dots\dots\dots\dots\dots (13)$$

$$P_m = \frac{P_з}{2} + \frac{\varkappa a + 1}{2} P \qquad \dots\dots\dots\dots (14)$$

Из уравнений (13) и (14) получаем:

$$P_{max} = \frac{2}{\varkappa a + 1} P_m - \frac{1}{\varkappa a + 1} P_з \, ,$$

или, записав то же самое в напряжениях:

$$\sigma_{max} = \frac{2}{\varkappa a + 1} \sigma_m - \frac{1}{\varkappa a + 1} \sigma_з \qquad \dots\dots\dots (15)$$

3. Разрушение болта происходит после потери плотности как от действия усилия $\varkappa P_{разр.}$, так и от усилия $P_{разр.}$, причем $\varkappa > 0$.

Имеем:

$$P_{min} = \varkappa P$$

$$P_{max} = P \qquad \dots\dots\dots\dots\dots (16)$$

Для напряжений получаем уравнение:

$$\sigma_{max} = \frac{2}{\varkappa + 1} P_m \qquad \dots\dots\dots\dots (17)$$

4. В момент разрушения — потеря плотности от обеих сил $\varkappa P_{разр}$ и $P_{разр}$ при $\varkappa < 0$

$P_{min} = 0$

$P_{max} = P$ . . . . (18)

$\sigma_{max} = 2\sigma_т$ . . . . (19)

5. При разрушении - потеря плотности от усилия $\varkappa P_{разр.}$ при $\varkappa < 0$. Плотность от усилия $P_{разр.}$ сохраняется.

$P_{min} = 0$

$P_{max} = P_з + P_a$ . . . . (20)

$\sigma_{max} = 2\sigma_т$ . . . . (21)

Общим видом уравнения напряжений в болте следует считать уравнение:

$$\sigma_{max} = M\sigma_т - N\sigma_п \quad . . . . (22)$$

При этом для I-го рода соединений:

$M = \frac{2}{\varkappa+1}$, $N = \frac{1-\varkappa}{\varkappa+1}$ . . . . (22а)

для 2-го рода:

$M = \frac{2}{\varkappa a+1}$, $N = \frac{1}{\varkappa a+1}$ . . . . (22б)

для 3-го рода:

$M = \frac{2}{\varkappa+1}$, $N = 0$ . . . . (22в)

для 4-го и 5-го родов:

$M = 2$, $N = 0$ . . . . (22г)

V Запас прочности по напряжениям и его определение для болтового соединения.

Запас прочности по напряжениям обычно определяют как отношение разрушающего напряжения к напряжению рабочему, т.е. к напряжению, возникающему при нормальной работе детали.

Этот основной запас прочности корректируют затем коэффициентами, учитывающими возможные неточности в определении напряжений, неточности в оценке условий работы, монтажа, изготовления и пр. детали.

Обычно известны пределы возможного изменения внешних усилий, действующих на деталь. Если кроме внешних усилий в детали действуют внутренние усилия, не зависящие от внешних, то напряжения в детали не пропорциональны внешнему усилию.

Поэтому мы не можем обычно заранее, без расчетов, определить пределы изменения напряжений, т.е. не можем назначить требуемого запаса прочности по напряжениям. Запас прочности по напряжениям становится, таким образом, отвлеченным расчетным коэффициентом, который назначается на основании данных эксплоатации достаточно большого количества деталей, узлов, машин.

Достаточность назначенного запаса прочности по напряжениям расчетом обычно не проверяется, т.к. при назначении его обычно не учитывают такого важного фактора, как возможность перегрузки детали при эксплоатации.

Указав эти существенные недостатки назначения запаса прочности по напряжениям, перейдем к определению его в нашем примере расчета болтовых соединений на усталость. Для этого необходимо совместно решить уравнение (22) напряжений в болте и уравнение (12) предельных напряжений, найти из них разрушающее максимальное напряжение цикла и сравнить его с рабочим.

Из уравнений (12) и (22) получаем:

$$\sigma_{max\,r} = \frac{Na_1 \sigma_3 + Mb_1}{(M_c - a_1)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (23)$$

Рабочее максимальное напряжение получим, переходя в формуле (2) от усилий к напряжениям (при этом соединение в рабочем состоянии предполагается безусловно плотным):

$$\sigma_{max.раб} = \sigma_3 + \sigma_a \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (24)$$

где $\sigma = \frac{P_{раб.}}{F}$

Формула для запаса прочности по напряжениям получает, таким образом, вид:

$$n_\sigma = \frac{N a_1 \sigma_3 + M b_1}{(M - a_1)(\sigma_3 - \sigma_a)} \quad \ldots\ldots\ldots (25)$$

Коэфициенты M и N характеризуют род соединения по типу разрушения и даются формулами (22а), (22б), (22в) и (22г).

Коэфициенты a_1 и b_1 определяют кривую предельной прочности и должны быть приняты такими же, как в формуле (12).

Коэфициент a дается формулой (2а).

Величина запаса прочности по напряжениям существенно зависит от того, пересекаются кривые (12) и (22) на участке AB или на участке BC диаграммы предельных напряжений (см. фиг 1 и 2). Чтобы определить запас прочности, его надо просчитать исходя из обоих типов пересечения прямых (12) и (22) и принять меньшую величину.

Род соединения по характеру его разрушения (см. раздел IV статьи) устанавливается легко, если пользоваться запасом прочности по усилиям. Методика расчетов с запасами прочности по напряжениям сделать это достаточно просто не позволяет.

Конкретизируем выведенные формулы на примере расчета болтового соединения, когда внешнее растягивающее усилие изменяется от 0 до P. В этом случае $X=0$ и соединение может быть или I-го рода (плотно разрушающимся) или 2-го рода (неплотно разрушающимся). Формулы для запаса прочности по напряжениям в обоих этих случаях совпадают, т.к. при $X=0$ по формулам (22а) и (22б):

$$M=\frac{2}{x+1}=\frac{2}{xa+1}=2$$

$$N=\frac{1-x}{x+1}=\frac{1}{xa+1}=1$$

Запас прочности по напряжениям для ненарезанной части болта получим из формулы (25), принимая a_1 по формулам (6), (7) или (8) и

$$b_1=\frac{\sigma_{-1}}{k}:$$

$$n_\sigma=\frac{a_1\sigma_3+\frac{2\sigma_{-1}}{k}}{(2-a_1)(\sigma_3+\sigma a)} \quad \cdots\cdots\cdots (26)$$

Если пересечение прямых (12) и (22) происходит на участке BB (фиг. 1), то $a_1=0$, $b_1=\sigma_s$, т.е.:

$$n_\sigma=\frac{\sigma_s}{\sigma_3+\sigma_a} \quad \cdots\cdots\cdots (26a)$$

При вычислении запаса прочности

мы определим его из обеих формул (26) и (27), после чего примем меньший по величине. Запас прочности по напряжениям для нарезанной части болта получим по формуле (25), принимая $a_1 = 1$, $b_1 = v$ при пересечении прямых (12) и (22) на участке AB и $a_1 = 0$, $b_1 = \sigma_s$ при пересечении их на участке BE.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_s + 2v}{\sigma_s + \sigma_a} \qquad (\text{участок } AB) \ldots (27)$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_s}{\sigma_s + \sigma_a} \qquad (\text{участок } BE) \ldots (27a)$$

При расчетах из этих двух запасов прочности опять будем принимать меньший.

С.В. Серенсен рекомендует (в ином написании) формулу (27) для расчета как ненарезанной, так и нарезанной части болта, хотя в первом случае она безусловно применена быть не может. Результаты пересчета примеров, данных С.В. Серенсеном представлены в таблице I; численные данные о рассчитанных болтах см. таблицу 2.

Таблица I

$n_б$ (без учета напряжений кручения) для примеров С.В. Серенсена.

0	1	2	3	4	5	6
Формула		Серенсен	(26), (6)	(26), (7)	(26), (8)	(27), (27а)
№ примера	Рассчитыв. элемент болта.	$n_б$	$n_б$	$n_б$	$n_б$	$n_б$
1	Нарезанная часть.	2,14	—	—	—	2,14
2	Сечение галтели стержня	4,10	4,80	4,48	3,81	—
3	" — "	3,40	3,78	3,5	2,98	—
4	Нарезанная часть	1,98	—	—	—	1,98
5	— " —	1,42	—	—	—	1,42

Таблица 2

Численные данные к примерам расчета болтов С.В. Серенсена

Рассчитыв. элемент болта	Нарез. часть	Сеч. по галтели стержня		Нарезанная часть болта.	
№ примера	1	2	3	4	5
материал	ст 35	ст 35	ст 35	гутал 5140	сталь 38
σ_s кг/мм²	28	28	28	75	80
σ_{-1} кг/мм²	19	19	19	28	33
σ_s кг/мм²	2,81	3,66	3,66	4,25	6,25
$P_{кг}$	1020	1020	1020	370	3688
a	0,19	0,19	0,19	0,4	0,416
α	1,4	1,4	1,4	1,5	1,4
β	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
k	4,8	1,4	1,8	4,2	5,7
d/d_1	1,18	1,18	1,18	1,27	1,11
τ_s	19	19	19	39	44
F см²	4,09	3,14	3,14	0,784	4,63
тип резьбы	метрическая	—	—	Витворта	метрическая

Примечание: d - наружный диам. резьбы.

d_1 - внутренний диам. резьбы.

VI Запас прочности по внешнему усилию

Запасом прочности по внешнему усилию назвать отношение разрушающего внешнего усилия к нормальному рабочему. Вместо разрушающего усилия может быть иногда взято усилие, нарушающее в определенной степени работу детали. Не зная требующегося запаса прочности по напряжениям, мы непосредственно из условий работы в каждом конкретном случае можем оценить, во сколько раз вероятно увеличение действующих на деталь внешних усилий, иначе говоря, сразу, без расчетов имеем требующийся запас прочности по усилиям.

Запас прочности по напряжениям в случае расчета болтовых соединений явно неполно характеризует прочность. Обратимся, например, к уравнениям (19) и (27). Работа соединений 4-го рода принципиально отлична от работы соединений 5-го рода. Формулы запаса прочности по напряжениям этого не покажут, т.к. уравнения (19) и (21) напряжений в болте одинаковы. Однако, для разрушения болта в этих двух случаях необходимы различные величины внешнего усилия, т.е запасы прочности различны для типов 4 и 5.

Уравнение (26), (26а), (27а), далее, справедливы и для типа I и для типа 2 болтовых соединений – картина аналогична предыдущей.

Запас прочности по напряжениям не отражает специфики нагружения, а, следовательно, и прочности соединения.

Определим запас прочности по внешним усилиям для болтовых соединений.

Максимальное разрушающее напряжение дается формулой (23) для всех видов соединений.

Для 1-го и 5-го видов разрушающее усилие $P_{разр.}$ найдется совместным решением уравнения (23) и уравнения:

$$\sigma'_{max.r} \cdot F = P_з + P_{разр.} \cdot a \quad ,$$

которое получено из формул (20) и (2).

Получаем:

$$P_{разр} = \frac{[(N+1)a_1 - M]\sigma_з + M_в}{\frac{a}{F}(M - a_1)}$$

Сравнивая $P_{разр.}$ с $P_{раб.}$, получаем:

$$n_p = \frac{P_{разр}}{P_{раб.}} = \frac{[(N+1)a_1 - M]\sigma_з + M_в}{\frac{Pa}{F}(M - a_1)}$$

и окончательно:

$$n_p = \frac{[(N+1)a_1 - M]\sigma_з + M_в}{a\sigma(M - a_1)} \quad \ldots\ldots (28)$$

где $\sigma = \frac{P_{раб.}}{F}$, $a = \frac{c_1}{c_1 + c_2}$

Величины M и N берутся в зависимости от . вида соединения (1-й или 5-а) по формулам (22-а) или (22г).

Значения a_1 и $в_1$ берутся так же, как в формуле (12).

Для 2-го, 3-го, 4-го видов болтовых соединений величина разрушающего усилия найдется совместным решением уравнений (23) ,(13) , (16) или (18) , которое можно представить в виде:

$$P_{разр.} = \sigma_{max.г} \cdot F$$

Таким образом получаем:

$$P_{разр.} = F \frac{Na_1\sigma_s + Mв_1}{M - a_1}$$

Откуда, сравнивая $P_{разр.}$ с $P_{раб.}$ находим запас прочности по усилиям:

$$n_p = \frac{Na_1\sigma_s + Mв_1}{\sigma(M - a_1)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (29)$$

Здесь величины M и N берутся в зависимости от вида соединения по формулам (22б) , (22в) или (22г) , величины a_1 и $в_1$ - так же как в формуле (12).

Установим признаки, по которым будем судить о принадлежности рассчитываемого соединения к тому или иному виду.

В случае, если внешнее усилие растягивает болт, то минимально-необходимая для плотности затяжка дается формулой:

$$P_з = P_{раб} \cdot в \quad , где \quad в = \frac{c_2}{c_1 + c_2} = 1 - a$$

Для надежного обеспечения плотности соединения в рабочем состоянии мы назначаем затяжку:

$$P_з = \alpha P_{раб} \cdot в \quad \ldots\ldots\ldots (30)$$

где α - коэфициент запаса по затяжке 1-го рода.

Плотность соединения не обеспечивается при величине внешнего усилия

$$P_{вн} > \alpha P_{раб}$$

При $P_{разр} > \alpha P_{раб}$ мы будем иметь неплотно-разрушающееся соединение. Деля в последнем неравенстве обе части на $P_{раб}$, получим, что для неплотно-разрушающихся болтовых соединений

$$\frac{P_{разр}}{P_{раб}} > \alpha \quad или \quad n_p > \alpha$$

Аналогично, для обеспечения надежной плотности соединения в рабочем состоянии при действии сжимающей внешней силы мы назначаем затяжку:

$$P_з = \gamma P_{раб} \cdot a$$

где γ - коэфициент запаса по затяжке 2-го рода.

Повторив рассуждение, подобно предыдущим, получим условия для неплотно-разрушающегося соединения при действии сжимающего усилия в виде:

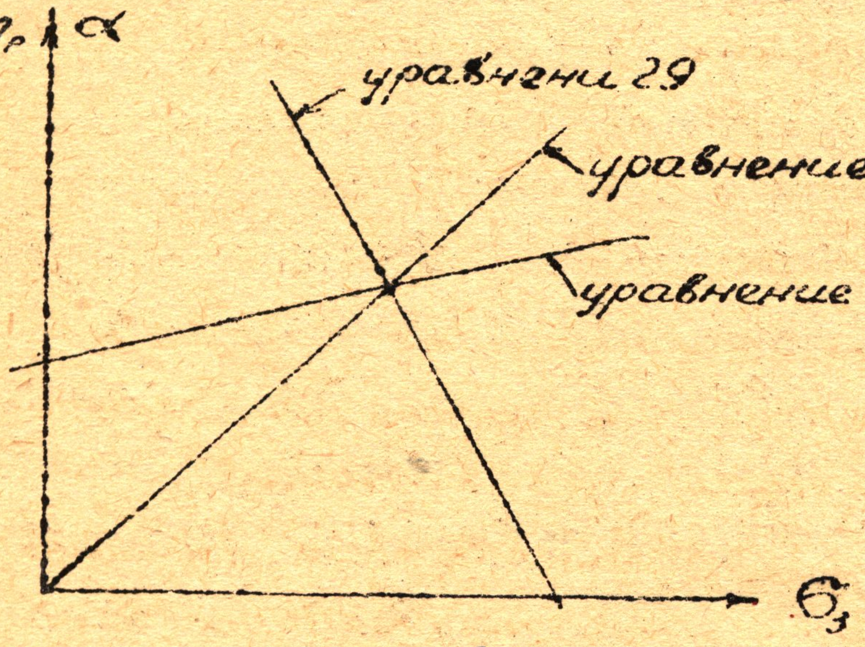
$$n_p > \gamma$$

Сравнивая величину этих двух коэффициентов (α и γ) с величиной запаса прочности n_p и зная направление действующего усилия (сжимающее или растягивающее), мы всегда сможем определить вид рассматриваемого соединения.
Здесь кроется неопределенность: при проверочном расчете α известно, n_p надо определить. Конкретный вид формул (28) и (29) для определения n_p зависит, между тем, от того, что больше: известное α или неизвестное n_p.
Эта неопределенность - кажущаяся.
Действительно. Дадим соединению $\sigma=0$ - оно будет заведомо неплотно-разрушающимся (типы соединений 2, 3 и 4).
Увеличивая α, что равносильно увеличению $\sigma_з$, мы получим плотно-разрушающееся соединение (типы 1-й и 5-й).

Переход неплотно-разрушающегося соединения (формула 29, $\alpha < n_p$) в плотно-разрушающееся (формула 28, $\alpha > n_p$) произойдет, очевидно при $\alpha = n_p$.
Построив в системе координат (n_p, $\sigma_з$) прямые (28), (29) и прямую $\alpha = f(\sigma_з)$,

которую можно получить из уравнения (30), видим, что они имеют одну общую точку, определяемую соотношением $\alpha = n_p$

Указанные соотношения между α и n_p для различных σ_3 можно удовлетворить только при расположении прямых так, как показано на фиг. 3.



фиг. 3.

Рассмотрение фиг. 3 позволяет сделать вывод о том, что для определения типа соединения достаточно вычислить n_p по любой из формул: 28 или 29 и сравнить полученное n_p с α. При $\alpha > n_p$ следует применять формулу 28, при $\alpha < n_p$ – формулу 29, уточнив тип соединения по знаку величины X и сравнению (при необходимости) величины коэффициента γ с n_p.

VII Учет напряжений кручения.

Принимая эллиптическую зависимость между запасами прочности, имеем:

$$\left(\frac{1}{n}\right)^2 = \left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots (31)$$

В условиях разрушения $n=1$, т.е.:

$$\left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2 = 1$$

Обозначим:

$\sigma_{max.r.}$ — максимальное разрушающее нормальное напряжение при переменном растяжении без кручения.

$\sigma_{max.разр.}$ — максимальное нормальное напряжение при переменном растяжении с кручением.

τ — максимальное напряжение статического кручения при напряжениях растяжения, равных $\sigma_{max.разр.}$

τ_s — предел текучести при кручении.

Тогда в условиях разрушения:

$$\left(\frac{\sigma_{max.разр}}{\sigma_{max.r}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_s}\right)^2 = 1$$

откуда:

$$\sigma_{max.разр.} = \sigma_{max.r}\sqrt{1-\left(\frac{\tau}{\tau_s}\right)^2} = m \cdot \sigma_{max.r.}$$

Итак, для учета напряжений кручения необходимо определить величина коэфициента m, которая зависит от величины напряжений кручения τ.

По И.В.Подзолову (2) на болт после затяжки действует крутящий момент, равный:

$$M_{кр} = P_з \frac{d_{ср}}{2} \frac{h + \mu' \pi d_{ср}}{\pi d_{ср} - \mu' h},$$

где: $P_з$ - усилие затяжки,

$d_{ср}$ - средний диаметр резьбы.

h - шаг резьбы

μ' - коэфициент трения в резьбе

По С.В Серенсену (1)

$$M_{кр} = P_з \frac{d_{нар}}{2} \beta,$$

где: $d_{нар.}$ - наружный диаметр болта,

β - коэфициент трения в резьбе (С.В.Серенсеном дается таблица)

По нашему мнению учет трения по И.В.Подзолову более точен, чем по С.В.Серенсену, однако какой бы метод расчета мы не приняли, общей формулой будет:

$$\frac{\tau}{\tau_s} = z\,\sigma_з,$$

где z зависит от материала болта, системы резьбы, диаметра резьбы, состояния нарезки болта и гайки, смазки поверхностей трения и т.п.

Таким образом:

$$\sigma_{max\,разр} = m\sigma_{max\,r} = \sigma_{max\,r} \cdot \sqrt{1-(2\sigma_3)^2} \quad \ldots (32)$$

Для всех видов соединений мы имеем уравнение (23), которое теперь перепишется в виде:

$$\sigma_{max\,разр} = m \frac{Na_1\sigma_3 + Mb_1}{(M-a_1)} \quad \ldots\ldots (33)$$

Решая это уравнение совместно с уравнением:

$$\sigma_{max\,разр} \cdot F = P_3 + P_{разр} \cdot a,$$

которое получено из формул (20) и (2), для 1-го и 5-го родов соединений, получим:

$$P_{разр} = \frac{[(mN+1)a_1 - M]\sigma_3 + Mb_1}{(M-a_1)\frac{a}{F}},$$

откуда

$$n_p = \frac{[(mN+1)a_1 - M]\sigma_3 + Mb_1}{(M-a_1)a\sigma} \quad \ldots (34)$$

Аналогично для 2-го, 3-го и 4-го родов соединений получаем формулу:

$$n_p = \frac{m(Na_1\sigma_3 + Mb_1)}{(M-a_1)\sigma} \quad \ldots\ldots (35)$$

Величины m, N, M, a_1, b_1, σ и a определены ранее, признаки для отнесения соединения к определенному типу остаются также прежними.

Результаты пересчета примеров

С.В. Серенсена сведены в таблицу 3.

таблица 3

0	1	2	3	4	5	6	7
формула		Серенсен	(36) (6)	(35) (7)	(35) (8)	(35)	графич. мет.
№ прим.	рассчит. элем. болта	n	n_p	n_p	n_p	n_p	$n_p/n_{p\,max}$
1	нарез. часть	2.10	–	–	–	5,87	0,654
2	цилиндр. часть	3,45	6,34	5,93	5,02	–	0,94
3	–"–	2,90	5,05	4,69	3,94	–	0,905
4	нарез часть	1,92	–	–	–	7,25	0,704
5	–"–	1,40	–	–	–	3.85	0,621

Запасы прочности по усилиям с учетом напряжений кручения в примерах С.В. Серенсена.

VIII Оптимальная затяжка болтов и рациональное конструирование болтового соединения.

Если мы проследим течение кривых (34) и (35) в координатах (n_p, σ_3) для конкретного болтового соединения, то мы можем найти такую затяжку, которая даст наибольший возможный для данного соединения запас прочности. Обычно задачу нахождения оптимальной затяжки приходится решать графически, т.к. аналитическое решение сложно. Применяя изложенную методику можно решать так же задачи рационального конструирования болтового соединения. Предлагаемые ранее методы расчета обычно не позволяли решать подобного рода вопросов. Так например, таблица 3 показывает, что принятая в примерах С.В.Серенсена затяжка была далека от оптимальной. Одним лишь изменением затяжки можно было-бы значительно увеличить прочность соединения.

К сожалению, имеется очень мало опытных данных, позволяющих построить график $n_p = f(\sigma_3)$. Графиком подобного типа является, например, кривая Тума и Дебуса. Сравнение теоретических кривых $n_p = f(\sigma_3)$ и кривой Тума и Дебуса показывает, что они имеют одинаковый характер. Расчетных данных и здесь, однако, нельзя получить, так как Тум и Дебус испытывали болты не на усталость, а на ударную нагрузку, кроме того, по оси ординат на их графике отложен не запас прочности, а работа на повторный удар, которую только грубо-приближенно можно считать в какой-то степени пропорциональной запасу прочности.

IX Выводы.

1. Изложенный метод является применением к конкретному случаю расчета болтовых соединений на усталость. общих соображений о запасах прочности для деталей, работающих при нагружении несколькими независимыми друг от друга силовыми воздействиями. Необходимость особого расчета в этом случае очевидна хотя бы из рассмотрения результатов пересчета пяти случаев болтовых соединений

2. Как для единообразия расчета, так и для большей наглядности и более полной характеристики прочности деталей следует и при статическом и при переменном нагружении перейти от расчета и назначения запасов проч-

ности по напряжениям к расчету и назначению запасов прочности по усилиям.

Литература.

(ссылки в тексте даны в квадратных скобках)

1. Серенсен С.В., Тетельбаум И.М. Пригоровский А.И. – „Динамическая прочность в машиностроении". Машгиз, 1945г.

2. Подзолов И.В. „Расчет допускаемых напряжений для черных металлов" Оборонгиз, 1947г.

3. Серенсен С.В. - Энциклопедический справочник. „Машиностроение" т. I книга 2, гл. V, Машгиз, 1947г.

4. Биргер И.А. „Запасы прочности при переменных напряжениях" Вестник машиностроения, 1948, №6.

5. Thum und Debus „Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen", Берлин, 1936

6. Pomp und Hempel „Mitteilungen aus KWI für Eisenforschung" №19, 1936.