

УДК 621.813

DOI 10.18698/0536-1044-2017-11-28-35

## Расчет болтового соединения при переменной нагрузке

В.С. Сыромятников<sup>1</sup>, Х.М. Гарсия Мартинес<sup>2</sup>, Л.А. Самора Кинтана<sup>2</sup>,  
М.Г. Ортега Росалес<sup>2</sup>

<sup>1</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

<sup>2</sup> Университет Гвадалахары, 44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400

## Calculation of a Bolted Connection under Variable Load

V.S. Syromyatnikov<sup>1</sup>, J.M. Garcia Martinez<sup>2</sup>, L.A. Samora Quintana<sup>2</sup>,  
M.G. Ortega Rosales<sup>2</sup>

<sup>1</sup> BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

<sup>2</sup> University of Guadalajara, 44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400



e-mail: vsyromia@gmail.com, marcos.garcia@ymail.com, tontin\_2@yahoo.com.mx,  
mgortega01@yahoo.com.mx



Части машин соединяют с помощью болтовых соединений. При переменной нагрузке прочность деталей с резьбой уменьшается вследствие усталости металла. Когда детали машин разрушаются из-за статических нагрузок, они испытывают большие деформации, поскольку напряжение превышает предел упругости. Статическое разрушение можно предупредить, так как оно заметно. Усталостное разрушение происходит внезапно, без каких-либо внешних признаков, что делает его очень опасным. Максимальные переменные напряжения значительно меньше предела прочности материала и ниже предела текучести. К отличительным особенностям разрушения от усталости металла относится многократное повторение напряжений. Исследования показывают, что 15 % разрушений приходится на сечения под головкой болта, 20 % — на начало нарезанной части болта и 65 % — на резьбовую часть стержня в плоскости опорной поверхности гайки. Обычно самым эффективным способом увеличения долговечности резьбового соединения при переменной нагрузке является предельно допустимая затяжка гайки или болта. В большинстве затянутых соединений на болт действует около 25 % внешней нагрузки, в то время как 75 % — разгружает стык деталей. Благодаря этому хорошо затянутый болт имеет наибольшую долговечность. Рассчитана прочность болта при переменной нагрузке после оптимальной затяжки соединения. В зависимости от предельной амплитуды и среднего напряжения по критериям Гудмана и Гербера определены запасы прочности болта. Оптимальная затяжка обеспечивает равную прочность болта и плотности стыка деталей соединения.

**Ключевые слова:** болтовое соединение, переменная нагрузка, оптимальная затяжка, критерии разрушения, коэффициент безопасности



Machine parts are joined using bolted connections. Under variable load, the strength of the threaded parts is reduced due to metal fatigue. When machine parts fail due to static loads, they undergo large deformations, since the stress exceeds the limit of elasticity. Static failure can be prevented because it is noticeable. Fatigue failure occurs suddenly, without any external signs, which makes it very dangerous. The maximum variable stresses are well below the material strength limit and below the yield strength. Repeated stresses are characteristic of metal fatigue. Studies show that 15 % of fractures occur at the cross section under the bolt head, 20 % at the beginning of the cut portion of the bolt, and 65 % in the

threaded part of the rod in the plane of the nut support surface. Usually, the most effective way to increase the durability of a threaded joint under variable load is the maximum permissible tightening of the nut or bolt. In most tightened joints, about 25 % of the external load acts on the bolt, while 75 % unloads the joint of the parts. Due to this, a well-tightened bolt has the greatest durability. The strength of the bolt under variable load after the optimum tightening of the joint is calculated in this paper. Depending on the amplitude limit and the mean stress according to Goodman and Gerber criteria, the fatigue strength of the bolt is determined. The optimum tightening ensures equal strength of the bolt and tightness of the joint parts.

**Keywords:** bolted connection, variable load, optimum tightening, failure criteria, safety factor

Основу представлений об усталости заложили инженеры середины XIX века. Факторы, влияющие на сопротивление усталости, изучали Гербер, Велер, Гудман и Гартман. Труды в этой области прославились С.В. Серенсен, Р.М. Шнейдерович, А.П. Гусенков и В.П. Когаев [1, 2]. Опасность разрушения болта от переменных напряжений оценивают с помощью одного из критериев разрушения. В расчетах прочности при переменной нагрузке используют критерии Гербера, Гудмана, ASME и др. [3, 4], различающиеся точностью прогнозов относительно экспериментальных данных, полученных в результате большого числа испытаний.

Согласно результатам исследований [5], 15 % разрушений происходит в сечениях под головкой болта, 20 % — в начале его нарезанной части и 65 % — в резьбовой части стержня в плоскости опорной поверхности гайки (рис. 1). Отметим, что усталостная прочность материала болта меньше, чем статическая. В табл. 1 приведены значения коэффициента концентрации напряжений в резьбе и под головкой болта [6].

Предпочтительно использовать болты с накатанной резьбой, у которой коэффициент концентрации ниже, чем у нарезанной (табл. 1).

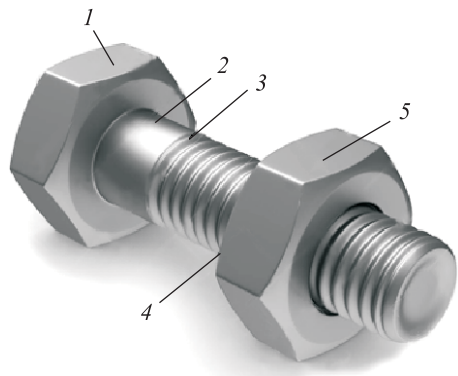


Рис. 1. Места усталостных разрушений болта: 2 — под головкой; 3 — в начале нарезанной части; 4 — в плоскости опорной поверхности гайки (1 — болт; 5 — гайка)

Накатанная резьба имеет более высокую прочность благодаря холодной накатке и деформации наклепа. Показатели табл. 1 учитывают эти технологические особенности. Вследствие переменной нагрузки  $P$  в сечении болта, затянутого силой  $F$ , появляются переменные напряжения (рис. 2).

За один цикл напряжение увеличивается от среднего значения  $\sigma_m$  до максимального  $\sigma_{max}$  с амплитудой  $\sigma_a$ , а затем падает до минимального значения  $\sigma_{min}$ , равного напряжению  $\sigma$  от силы затяжки  $F$ . Обычно внешняя нагрузка изменяется от 0 до максимума  $P$ . Например, болт крышки гидроцилиндра под давлением, затянутый силой  $F$ , будет нагружен силой  $F_{max} = CP + F$  ( $C$  — коэффициент основной нагрузки,  $C \approx 0,2 \dots 0,3$  [7]), а без давления  $F_{min} = F$ . Благодаря упругости деталей только часть  $CP$  внешней нагрузки передается на болт.

Таблица 1

Значения коэффициента концентрации напряжений  $K_\sigma$

Класс прочности ISO	Резьба		Гальтель
	накатанная	нарезанная	
3,6...5,8	2,2	2,8	2,1
6,6...10,9	3,0	3,8	2,3

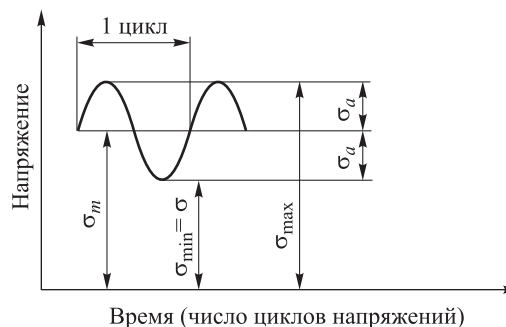


Рис. 2. Переменное напряжение в сечении болта

Таблица 2

Значения коэффициента эквивалентности  $K_e$ 

Диаметр резьбы, мм	Коэффициент трения в резьбе						
	0,12	0,15	0,19	0,28	0,32	0,42	0,67
8	1,228	1,307	1,425	1,726	1,872	2,259	3,314
10	1,222	1,300	1,416	1,714	1,859	2,243	3,290
12	1,218	1,295	1,41	1,707	1,852	2,234	3,277
14	1,215	1,292	1,406	1,702	1,846	2,227	3,267
16	1,198	1,272	1,384	1,673	1,813	2,188	3,208
18	1,211	1,287	1,401	1,696	1,839	2,218	3,254
20	1,198	1,272	1,384	1,673	1,813	2,188	3,208
22	1,188	1,261	1,37	1,655	1,794	2,163	3,172
24	1,198	1,272	1,384	1,673	1,813	2,188	3,208

Цель работы — увеличение долговечности болтового соединения при переменной нагрузке путем оптимальной затяжки  $F_{opt}$ , обеспечивающей одинаковую прочность болта и стыка деталей.

Амплитуда напряжения

$$\sigma_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2A} = \frac{(CP + F) - F}{2A} = \frac{CP}{2A}, \quad (1)$$

где  $A$  — площадь сечения болта.

Среднее напряжение (см. рис. 2):

$$\sigma_m = \sigma + \sigma_a = \frac{K_e F}{A} + \frac{CP}{2A},$$

где  $K_e$  — коэффициент эквивалентности, учитывающий кручение болта при затяжке (табл. 2 [8]).

На диаграмме усталости Гудмана [3] уравнение линии нагрузки  $P$  имеет вид (рис. 3)

$$\sigma_m = \sigma + \sigma_a. \quad (2)$$

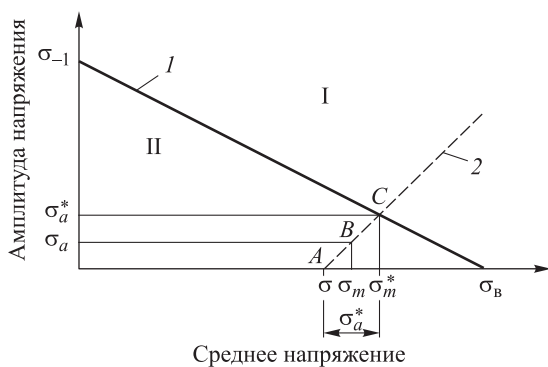


Рис. 3. Диаграмма усталости Гудмана:  
1 — линия Гудмана; 2 — линия нагрузки  $P$ ;  
I и II — ограниченная и неограниченная долговечность

Амплитуда напряжения изменяется в диапазоне  $0 \leq \sigma_a \leq \sigma_a^*$ , а среднее напряжение в интервале  $\sigma \leq \sigma_m \leq \sigma_m^*$ . Линия нагрузки наклонена под углом  $45^\circ$  и проходит через точки  $A(\sigma, 0)$ ,  $B(\sigma_m, \sigma_a)$  и  $C(\sigma_m^*, \sigma_a^*)$ . Положение точки  $A$  определяет постоянное напряжение  $\sigma$  от силы затяжки  $F$ :

$$\sigma = \frac{K_e F}{A}. \quad (3)$$

Рабочие напряжения  $\sigma_m, \sigma_a$  от нагрузки  $P$  задают положение точки  $B$ , а пересечение линий нагрузки и Гудмана в точке  $C$  — предельные значения среднего напряжения  $\sigma_m^*$  и амплитуды напряжения  $\sigma_a^*$  (см. рис. 3). Линия Гудмана соединяет предел прочности  $\sigma_B$  с пределом выносливости материала болта  $\sigma_{-1}$  (табл. 3) [6] и делит область рабочих напряжений  $\sigma_m, \sigma_a$  на две зоны: ограниченной I и неограниченной II долговечности.

Если рабочие напряжения  $\sigma_m, \sigma_a$  в сечении болта находятся ниже линии Гудмана (см. рис. 3), то его разрушения от усталости не

Таблица 3

Значения предела выносливости материала болта с накатанной резьбой

Класс прочности	Резьба	Предел выносливости, МПа
ISO 8.8	M16...M36	129,0
ISO 9.8	M1.6...M16	140,0
ISO 10.9	M5...M36	162,0
ISO 12.9	M1.6...M36	190,0

происходит. В противном случае долговечность болта ограничена числом циклов, которое уменьшается с увеличением напряжения (см. рис. 2). Прочность болта при переменной нагрузке оценивается коэффициентом безопасности

$$n_a = \frac{\sigma_a^*}{\sigma_a}. \quad (4)$$

Критерии разрушения [3] определяют зависимость предельной амплитуды напряжения  $\sigma_a^*$  от предельного среднего напряжения  $\sigma_m^*$  и механических характеристик материала: предела выносливости  $\sigma_{-1}$ , предела прочности  $\sigma_B$  или пробного напряжения  $\sigma_p$ .

Критерий Гудмана

$$\frac{\sigma_a^*}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m^*}{\sigma_B} = 1. \quad (5)$$

Критерий Гербера

$$\frac{\sigma_a^*}{\sigma_{-1}} + \left(\frac{\sigma_m^*}{\sigma_B}\right)^2 = 1. \quad (6)$$

Критерий ASME

$$\left(\frac{\sigma_a^*}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m^*}{\sigma_p}\right)^2 = 1. \quad (7)$$

Для вычисления предельных напряжений  $\sigma_a^*$  и  $\sigma_m^*$  в выражениях (5)–(7) применяют уравнение (2) и соотношение

$$\sigma_m^* = \sigma + \sigma_a^*. \quad (8)$$

Тогда предельные амплитуды напряжения:

- по критерию Гудмана

$$\sigma_a^* = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_B - \sigma)}{\sigma_B + \sigma_{-1}}; \quad (9)$$

- по критерию Гербера

$$\sigma_a^* = \frac{1}{2\sigma_{-1}} \left[ \sigma_{\text{вп}} \sqrt{\sigma_{\text{вп}}^2 + 4\sigma_{-1}(\sigma_{-1} + \sigma)} - \sigma_{\text{вп}}^2 - 2\sigma_{-1}\sigma \right]; \quad (10)$$

- по критерию ASME

$$\sigma_a^* = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_p^2 + \sigma_{-1}^2} \left( \sigma_p \sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_{-1}^2 - \sigma^2} - \sigma_{-1}\sigma \right).$$

При использовании этих формул необходимо определять напряжения  $\sigma_a$  и  $\sigma_m$  с одним и тем же коэффициентом концентрации напряжений  $K_\sigma$  (см. табл. 1). В противном случае линия нагрузки не будет наклонена под углом 45° (см. рис. 3).

Коэффициент безопасности (4) по критерию Гудмана (9):

$$n_a = \frac{2\sigma_{-1}(\sigma_B A - K_e F)}{CP(\sigma_B + \sigma_{-1})}. \quad (11)$$

В болтовом соединении без предварительной затяжки уравнение (11) преобразуется к виду

$$n_{a0} = \frac{2\sigma_{-1}\sigma_B A}{P(\sigma_B + \sigma_{-1})}.$$

Для увеличения сопротивления усталости, предпочтительно, чтобы  $n_a/n_{a0} \geq 1$ . Тогда верхний предел силы затяжки  $F$  определяется из выражения

$$F \leq \frac{(1-C)\sigma_B A}{K_e}.$$

В общем случае болтовые соединения, подверженные переменным нагрузкам, рекомендуется затягивать до  $F_p/K_e$  ( $F_p$  — стандартная пробная нагрузка) [9]. После вычисления коэффициента запаса по переменному напряжению (11) проверяют запас по пробному напряжению (как гарантию от пластических деформаций):

$$n_p = \frac{\sigma_p}{\sigma_a + \sigma_m}. \quad (12)$$

Оптимальная затяжка зависит от стандартной пробной нагрузки болта  $F_p$  (табл. 4 [9]):

$$F_{\text{opt}} = \frac{F_p(1-C)}{K_e(1-C)+C}. \quad (13)$$

Пробная нагрузка рассчитывается по внешней силе  $P$  и коэффициенту запаса прочности болта  $n$ :

$$F_p' = nP [K_e(1-C) + C]. \quad (14)$$

После выбора стандартной пробной нагрузки  $F_p \geq F_p'$  и расчета  $F_{\text{opt}}$  коэффициенты запаса прочности болта и стыка деталей уточняются по соответствующим формулам:

$$n = \frac{F_p - K_e F_{\text{opt}}}{CP}; \quad (15)$$

$$n_c = \frac{F_{\text{opt}}}{(1-C)P}. \quad (16)$$

Для иллюстрации расчета по критериям Гудмана и Гербера при оптимальной затяжке соединения определена прочность болтового соединения крышки гидроцилиндра (рис. 4).

Таблица 4

Значения стандартных пробных нагрузок для болтов с крупной резьбой [9]

Резьба	Площадь сечения $A_s$ , мм <sup>2</sup>	Класс прочности							
		4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9	12.9
		Пробная нагрузка $F_p$ ( $A_s S_p$ ), Н							
M8	36,6	8 240	11 400	10 200	13 900	16 100	21 200	30 400	35 500
M10	58,0	13 000	18 000	16 200	22 000	25 500	33 700	48 100	56 300
M12	84,3	19 000	26 100	23 600	32 000	37 100	48 900	70 000	81 800
Предел прочности $R_m$ , Н/мм <sup>2</sup>		58,0	420	500	520	600	800 ( $d \leq 16$ ); 830 ( $d > 16$ )	1 040	1 220
Предел текучести $R_{eL}$ , Н/мм <sup>2</sup>		84,3	340	300	420	480	660	940	1 100
Напряжение от пробной нагрузки $S_p$ , Н/мм <sup>2</sup>		225	310	280	380	440	600	830	970

Примечание.  $d$  — диаметр резьбы, мм.

Стальная крышка закреплена на гидроцилиндре с помощью четырех болтов, на каждый из которых действует переменная нагрузка с максимальным значением  $P = 8\,000$  Н. Коэффициент основной нагрузки соединения  $C = 0,25$ , а коэффициент эквивалентности  $K_e = 1,3$  (см. табл. 2). Согласно рекомендациям [7], коэффициент запаса прочности болта  $n = 4,5$ . Чтобы подобрать размеры болтов и определить их прочность, рассчитаем пробную нагрузку по формуле (14):

$$F_p' = 4,5 \cdot 8\,000 [1,3(1 - 0,25) + 0,25] = 44\,100 \text{ Н.}$$

В табл. 4 выбираем болт класса прочности 10.9 с резьбой M10 со стандартной пробной нагрузкой  $F_p = 48\,100$  Н. Расчетная площадь сечения болта  $A_s = 58$  мм<sup>2</sup>. Предел прочности материала болта  $\sigma_b = 1\,040$  МПа, пробное напряжение  $\sigma_p = 830$  МПа, предел выносливости для накатанной резьбы  $\sigma_{-1} = 162$  МПа

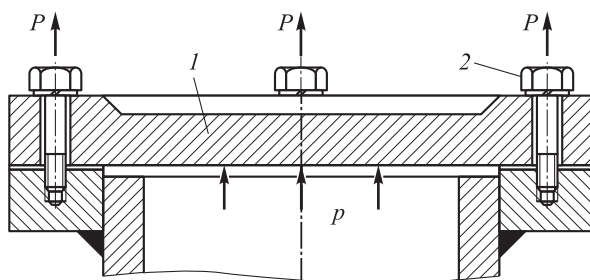


Рис. 4. Болтовое соединение крышки с гидроцилиндром:  
1 — крышка; 2 — болт;  $p$  — давление

(см. табл. 3). Оптимальную силу затяжки вычисляем по формуле (13):

$$F_{opt} = \frac{48\,100(1 - 0,25)}{1,3(1 - 0,25) + 0,25} = 29\,450 \text{ Н.}$$

Коэффициенты запаса прочности болта и стыка деталей уточняем по выражениям (15) и (16):

$$n = \frac{48\,100 - 1,3 \cdot 29\,450}{0,25 \cdot 8\,000} = 4,908;$$

$$n_c = \frac{29\,450}{(1 - 0,25) 8\,000} = 4,908.$$

Оптимальная сила затяжки  $F_{opt} = 29\,450$  Н обеспечивает одинаковые коэффициенты запаса для болта ( $n = 4,908$ ) и стыка деталей ( $n_c = 4,908$ ), которые близки к первоначально заданному значению ( $n = 4,5$ ). На рис. 5 приведены графики предельных напряжений.

Точки  $C$ ,  $D$  и  $E$  (расположенные в местах пересечения линии внешней нагрузки  $P$  с линиями Гудмана, Гербера и пробного напряжения  $\sigma_p$ ) определяют предельные значения амплитуды напряжения  $\sigma_a^*$  и среднего напряжения  $\sigma_m^*$ , точка  $B$  — рабочие напряжения  $\sigma_a$  и  $\sigma_m$ , а точка  $A$  — напряжение от силы затяжки  $\sigma$ . Линия внешней нагрузки  $P$  с началом в точке  $A$  имеет наклон  $45^\circ$  при одинаковых масштабах обеих осей.

В точке  $A$  напряжение от оптимальной силы затяжки (3), рис. 6:

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 29\,450}{58} = 660 \text{ МПа.}$$

В точке В:

- амплитуда напряжения (1)

$$\sigma_a = \frac{0,25 \cdot 8\,000}{2 \cdot 58} = 17,24 \text{ МПа};$$

- среднее напряжение от силы затяжки и переменной нагрузки (2):

$$\sigma_m = 660 + 17,24 = 677,2 \text{ МПа}.$$

В точке С (по критерию Гудмана):

- предельная амплитуда напряжения (9)

$$\sigma_a^* = \frac{162(1\,040 - 660)}{1\,040 + 162} = 51,21 \text{ МПа};$$

- предельное среднее напряжение (8)

$$\sigma_m^* = 660 + 51,21 = 711,2 \text{ МПа};$$

- коэффициент безопасности (4)

$$n_a = \frac{51,21}{17,24} = 2,97.$$

В точке D (по критерию Гербера):

- предельная амплитуда напряжения (10)

$$\sigma_a^* = \frac{1}{2 \cdot 162} \left[ 1\,040 \sqrt{1\,040^2 + 4 \cdot 162(162 + 660)} - 1\,040^2 - 2 \cdot 162 \cdot 660 \right] = 79,98 \text{ МПа};$$

- предельное среднее напряжение (8)

$$\sigma_m^* = 660 + 79,98 = 740,0 \text{ МПа};$$

- коэффициент безопасности (4)

$$n_a = \frac{79,98}{17,24} = 4,639.$$

В точке E (по критерию пробной нагрузки):

- предельная амплитуда напряжения (см. рис. 6)

$$\sigma_a^* = \frac{\sigma_p - \sigma}{2} = \frac{830 - 660}{2} = 85 \text{ МПа};$$

- предельное среднее напряжение (8)

$$\sigma_m^* = 85 + 660 = 745 \text{ МПа};$$

- коэффициент безопасности (4)

$$n_a = \frac{85}{17,24} = 4,93.$$

Полученные коэффициенты  $n_a$  соответствуют коэффициентам запаса прочности болта ( $n = 4,908$ ) и стыка деталей ( $n_c = 4,908$ ). Согласно выражению (12), запас по пробному напряжению

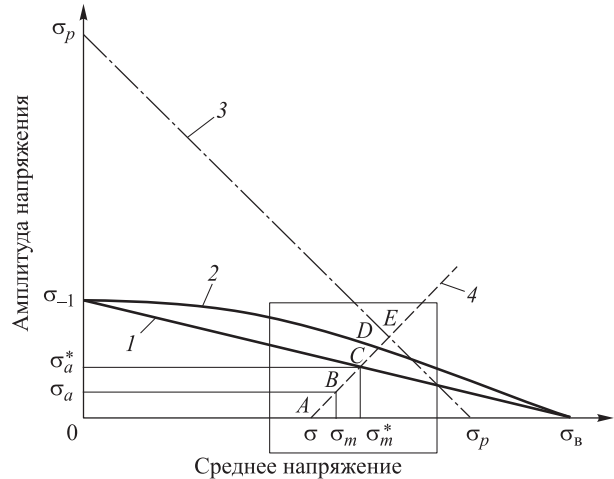


Рис. 5. Графики предельных напряжений:  
1 — линия Гудмана; 2 — линия Гербера;  
3 — линия пробного напряжения  $\sigma_p$ ;  
4 — линия внешней нагрузки  $P$

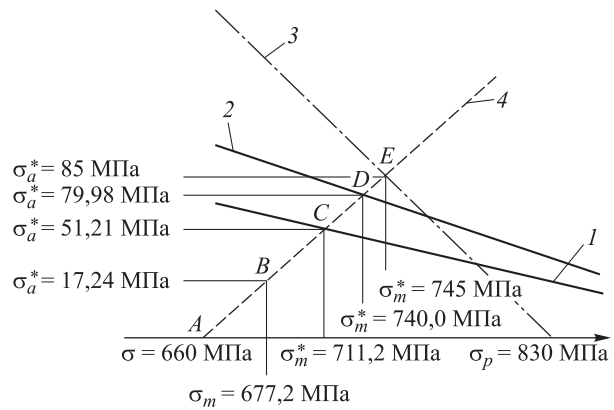


Рис. 6. Подробные графики предельных напряжений:  
1 — линия Гудмана; 2 — линия Гербера;  
3 — линия пробного напряжения  $\sigma_p$ ;  
4 — линия внешней нагрузки  $P$

$$n_p = \frac{830}{17,24 + 660} = 1,226,$$

что удовлетворяет рекомендациям о предельной затяжке болтового соединения для увеличения долговечности болта при переменной нагрузке [10].

### Выводы

1. Коэффициент безопасности по амплитуде переменного напряжения  $n_a$  меньше, чем по внешней нагрузке  $n$ , поэтому усталость болта более опасна, чем перегрузка от внешней силы.

2. Наиболее консервативный (осторожный) прогноз по усталости болта дает критерий Гудмана ( $n_a = 2,97$ ). Прогноз Гербера более оптимистичный ( $n_a = 4,639$ ).

3. Оптимальная затяжка болтового соединения при переменной нагрузке силой  $F_{\text{опт}}$  обеспечивает заданный коэффициент безопасности прочности болта и стыка деталей (или близкий к нему).

4. При оптимальной затяжке коэффициент безопасности  $n_a$  по Герберу больше, а по Гудману меньше заданного значения  $n$  для болта.

5. Оптимальная затяжка соединения увеличивает долговечность болта благодаря высокому предварительному напряжению в его сечении.

6. Применение критериев разрушения Гудмана, Гербера и др. позволяет определить прочность болтового соединения относительно стандартной пробной нагрузки более точно, чем относительно предела текучести материала болта.

7. Установлено, что предельная амплитуда напряжения по Гудману зависит линейно от предельного среднего напряжения, а по другим критериям — нелинейно.

8. С увеличением среднего предельного напряжения предельная амплитуда напряжения уменьшается.

## Литература

- [1] Оганьян Э.С. *Критерии несущей способности конструкций локомотивов в экстремальных условиях нагружения*. Дис. ... д-ра техн. наук. Коломна, ВНИКТИ, 2004. 389 с.
- [2] Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. *Несущая способность и расчеты на прочность деталей машин*. Москва, Машиностроение, 1975. 488 с.
- [3] *Sengupta MET 301: Design for Cyclic Loading*. URL: <https://ru.scribd.com/document/45654273/Cycling-Loading> (дата обращения 3 июня 2017).
- [4] Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. *Детали машин. Справочник*. Москва, Машиностроение, 1979. 702 с.
- [5] Eccles B. *Fatigue Failure of Bolts*. URL: <http://www.boltscience.com/pages/fatigue-failure-of-bolts.pdf> (дата обращения 20 июня 2017).
- [6] Budynas R., Nisbett J.K. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México, McGraw-Hill, 2008. 1061 p.
- [7] Ряховский О.А., ред. *Детали машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 515 с.
- [8] Сыромятников В.С., Гарсия Мартинес Х.М., Самора Кинтана Л.А., Ортега Росалес М.Г. Оптимальная затяжка резьбового соединения от раскрытия стыка. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2016, № 12, с. 43–50.
- [9] ГОСТ Р ИСО 898-1–2011. *Механические свойства крепежных изделий из углеродистых и легированных сталей. Часть 1. Болты, винты и шпильки установленных классов прочности с крупным и мелким шагом резьбы*. Введен 2013–01–01. Москва, Стандартинформ, 2013. 54 с.
- [10] Oberg E. *Machinery's Handbook*. Industrial Press, 2012. 2800 p.

## References

- [1] Ogan'ian E.S. *Kriterii nesushchei sposobnosti konstruksii lokomotivov v ekstremal'nykh usloviakh nagruzheniia*. Diss. dokt. tekhn. nauk [The criteria for weight-bearing structures locomotives under extreme loading conditions. Dr. tech. sci. diss.]. Kolomna, VNIKTI publ., 2004. 389 p.
- [2] Serensen S.V., Kogaev V.P., Shneiderovich P.M. *Nesushchaia sposobnost' i raschety na prochnost' detalei mashin* [Carrying capacity and strength calculations of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1975. 488 p.
- [3] *Sengupta MET 301: Design for Cyclic Loading*. Available at: <https://ru.scribd.com/document/45654273/Cycling-Loading> (accessed 3 June 2017).
- [4] Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Detali mashin. Spravochnik* [Machine parts. Reference]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1979. 702 p.
- [5] Eccles B. *Fatigue Failure of Bolts*. Available at: <http://www.boltscience.com/pages/fatigue-failure-of-bolts.pdf> (accessed 20 June 2017).
- [6] Richard G.B., Nisbett J.K. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. McGraw-Hill publ., 2008. 1061 p.

- [7] *Detali mashin* [Machine parts]. Ed. Riakhovskii O.A. Moscow, Bauman Press, 2007. 515 p.
- [8] Syromiatnikov V.S., García J.M., Ortega M.G., Zamora L.A. Optimal'naiia zatiazhka rez'bovogo soedineniia ot raskrytiia styka. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroyeniye* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2016, no. 12, pp. 43–50.
- [9] GOST R ISO 898-1–2011. *Mekhanicheskie svoystva krepezhnykh izdelii iz uglerodistykh i legirovannykh stalei. Chast' 1. Bolty, vinty i shpil'ki ustanovlennykh klassov prochnosti s krupnym i melkim shagom rez'by* [State Standard 898-1–2011. Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel. Part 1. Bolts, screws and studs of specified property classes with coarse thread and fine pitch thread]. Moscow, Standartinform publ., 2013. 54 p.
- [10] Oberg E., Jones F.D., Horton H.L., Ryffel H.H. *Machinery's Handbook*. New York, Industrial Press, 2012. 2800 p.

Статья поступила в редакцию 10.07.2017

## Информация об авторах

**СЫРОМЯТНИКОВ Владимир Сергеевич** (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vsyromia@gmail.com).

**ГАРСИЯ МАРТИНЕС Хуан Маркос** (Гвадалахара) — доктор наук, профессор кафедры «Электромеханика». Университет Гвадалахары (44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400, e-mail: marcos.garcia@ymail.com).

**САМОРА КИНТАНА Лаура Ангелика** (Гвадалахара) — магистр наук, доцент кафедры «Электромеханика». Университет Гвадалахары (44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400, e-mail: tontin\_2@yahoo.com.mx).

**ОРТЕГА РОСАЛЕС Мигель Герсаун** (Гвадалахара) — магистр наук, доцент кафедры «Электромеханика». Университет Гвадалахары (44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400, e-mail: mgortega01@yahoo.com.mx).

## Information about the authors

**SYROMYATNIKOV Vladimir Sergeevich** (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Fundamentals of Machine Design. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vsyromia@gmail.com).

**GARCIA MARTINEZ Juan Marcos** (Guadalajara) — Doctor of Science, Professor, Department of Electrical Mechanics. University of Guadalajara (44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400, e-mail: marcos.garcia@ymail.com).

**SAMORA QUINTANA Laura Angelica** (Guadalajara) — Master of Science, Associate Professor, Department of Electrical Mechanics. University of Guadalajara (44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400, e-mail: tontin\_2@yahoo.com.mx).

**ORTEGA ROSALES Miguel Gersayn** (Guadalajara) — Master of Science, Associate Professor, Department of Electrical Mechanics. University of Guadalajara (44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400, e-mail: mgortega01@yahoo.com.mx).