

УДК 621.813

doi: 10.18698/0536-1044-2019-8-10-17

# Расчет коэффициента основной нагрузки резьбового соединения

О.А. Ряховский, В.С. Сыромятников

МГТУ им. Н.Э. Баумана

## A Calculation of the Main Load Coefficient in Threaded Connections

O.A. Ryakhovskiy, V.S. Syromyatnikov

Bauman Moscow State Technical University

Резьбовые соединения частей машин нашли широкое применение в различных технических устройствах. Потребности современных машин стимулируют развитие точных методов расчета и сборки резьбовых соединений. Проблема расчета прочности такого соединения связана с определением коэффициента основной нагрузки, от которого зависит распределение внешней нагрузки между болтом и деталями. Одна часть нагрузки приходится на болт, другая разгружает детали соединения. До сих пор при вычислении коэффициента основной нагрузки используют приближенные формулы или рекомендации принимать его значение в пределах 0,2...0,3. В данной работе уточнен расчет этого коэффициента. Приведены уточненные математические выражения, на основании которых разработана компьютерная программа для определения коэффициента основной нагрузки. Результаты расчетов показали, что он изменяется в широком диапазоне в зависимости от диаметра болта, толщины и материала деталей и др. Анализ результатов программирования и построение регрессионной зависимости коэффициента основной нагрузки от толщины соединения для заданного ряда стандартных болтов проведен с помощью статистического пакета Statgraphic Plus. Регрессия упрощает вычисление коэффициента основной нагрузки для любой толщины деталей при небольшом снижении точности.

**Ключевые слова:** резьбовое соединение, жесткость деталей, коэффициент основной нагрузки, деформация деталей, сила затяжки, регрессионный анализ

Threaded connections of machine parts are widely used in various technical devices. The needs of modern machines stimulate the development of accurate methods for calculating and assembling threaded connections. The problem of calculating the strength of the connection is associated with determining the coefficient of the main load that affects the distribution of the external load between the bolt and the machine parts. One part of the load falls on the bolt; the other part unloads the connection elements. Until recently, when calculating the coefficient of the main load, approximations or recommendations to take its value in the range of 0.2–0.3 have been used. This paper refines the calculations and presents specific mathematical expressions for a computer program developed for calculating the coefficient of the main load. The calculation results show that the value of coefficient of the main load varies over a wide range depending on the bolt diameter, thickness, material of the parts, etc. An analysis of the results of programming and the construction of the regression dependence of the coefficient of the main load on the thickness of the connection for a given series of standard bolts is carried out using the

statistical package Statgraphic Plus. Regression simplifies the calculation of the coefficient of the main load for any thickness of parts with a slight decrease in accuracy.

**Keywords:** threaded connection, rigidity of parts, coefficient of the main load, deformation of parts, tightening force, regression analysis

Работоспособность резьбового соединения (РС) деталей определяется двумя показателями: плотностью их стыка и прочностью болта (винта или шпильки) под действием силы затяжки  $F$  и внешней нагрузки  $F_n$ .

В РС деталей (рис. 1) гайку навинчивают на болт с помощью резьбы, выполненной в форме

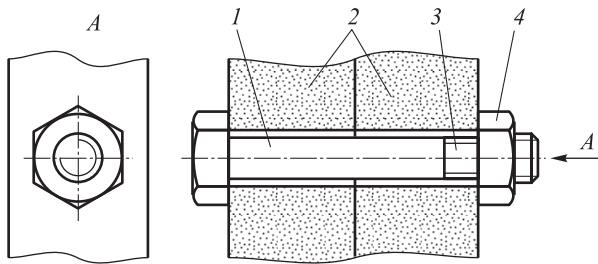


Рис. 1. Схема РС деталей:

1 — болт; 2 — детали; 3 — резьба; 4 — гайка

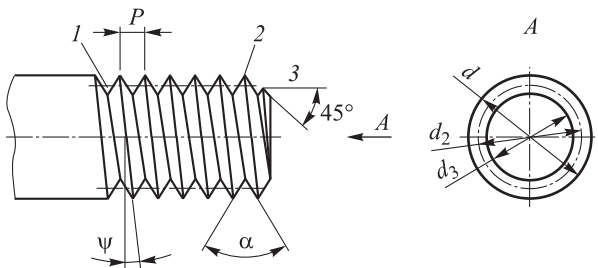


Рис. 2. Элементы и параметры резьбы в РС:

1 — впадина; 2 — вершина; 3 — фаска;  $P$  — шаг;  $\alpha$  — угол профиля;  $\psi$  — угол подъема;  $d$ ,  $d_2$  и  $d_3$  — наружный, средний и внутренний диаметры

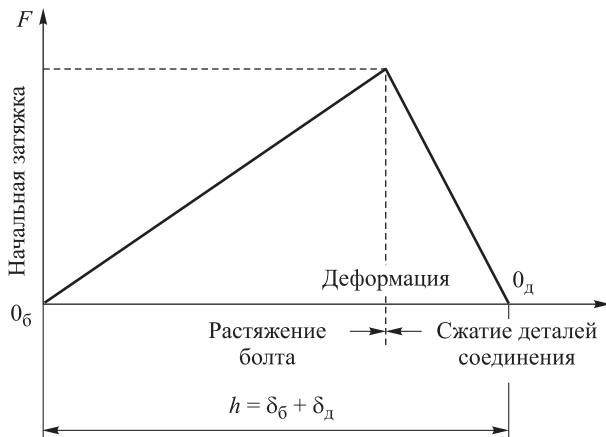


Рис. 3. Зависимость между силой затяжки  $F$  ходом гайки  $h$

винтовой канавки. Гайка имеет внутреннюю резьбу, болт — наружную (рис. 2).

Крепежная резьба имеет треугольный профиль. Винтовая форма резьбы обеспечивает перемещение гайки при ее повороте вдоль оси резьбы до упора в соединяемые детали. Угол поворота и перемещение гайки зависят от диаметра болта, толщины и материала деталей РС. Болт растягивается, а детали сжимаются.

Деформация болта  $\delta_б$  и деформация деталей  $\delta_д$  (рис. 3) приводят к образованию силы затяжки. В соответствии с рекомендациями работы [1], силу затяжки определяют по стандартной пробной нагрузке  $F_p$  следующим образом:

- для часто разбираемых РС

$$F = 0,75F_p;$$

- для неразбираемых РС

$$F = 0,9F_p.$$

Деформации болта (растяжение) и деталей (сжатие) зависят от их жесткостей [2] (см. рис. 3):

$$\delta_б = \frac{F}{c_б}; \quad \delta_д = \frac{F}{c_д}, \quad (1)$$

где  $c_б$  и  $c_д$  — жесткости болта и деталей.

Внешняя нагрузка  $F_n$  увеличивает растяжение болта на величину  $c_б\delta_n$  ( $\delta_n$  — деформация от внешней нагрузки) и уменьшает сжатие деталей на  $c_д\delta_n$  (рис. 4):

$$F_б = F + c_б\delta_n; \quad (2)$$

$$F_д = F - c_д\delta_n, \quad (3)$$

где  $F_б$  — сила, растягивающая болт;  $F_д$  — сила, сжимающая детали.

Сила, растягивающая болт, увеличивается и становится равной сумме сил (см. рис. 4):

$$F_б = F_д + F_n. \quad (4)$$

После подстановки выражений (2) и (3) в уравнение (4) и преобразований получаем формулу для расчета деформации от внешней

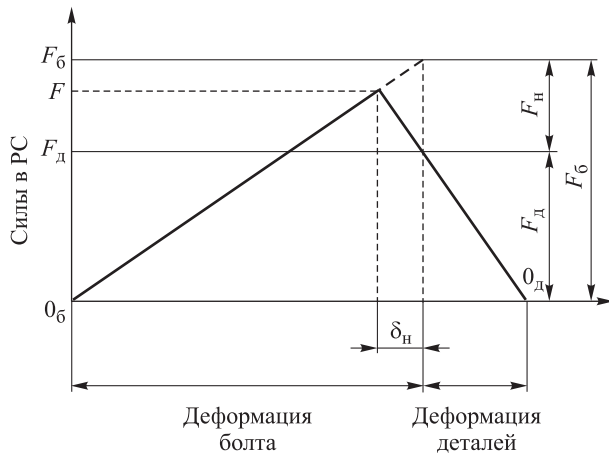


Рис. 4. Деформации болта и деталей под действием внешней нагрузки  $F_H$

нагрузки

$$\delta_n = \frac{F_H}{c_6 + c_d}. \quad (5)$$

Подставив в выражения (2) и (3) формулу (5), имеем

$$F_6 = F + \frac{c_6}{c_6 + c_d} F_H = F + C F_H;$$

$$F_d = F - \frac{c_6}{c_6 + c_d} F_H = F - (1 - C) F_H,$$

где  $C$  — коэффициент основной нагрузки,

$$C = \frac{c_6}{c_6 + c_d}. \quad (6)$$

Так как  $c_6 < c_d$ , коэффициент основной нагрузки  $C < 0,5$ , и только небольшая часть силы  $C F_H$  нагружает болт. Остальная часть нагрузки  $(1 - C) F_H$  разгружает соединение деталей. Коэффициент  $C$  определяет распределение внешней нагрузки в РС, от значения которой зависят коэффициенты запаса прочности болта  $n$  и плотности стыка деталей  $n_c$  [3]:

$$n = \frac{F_p - K_e F}{C F_H}; \quad n_c = \frac{F}{(1 - C) F_H},$$

где  $K_e$  — коэффициент эквивалентности.

При увеличении силы затяжки  $F$  коэффициент запаса прочности болта  $n$  уменьшается, а коэффициент запаса плотности стыка деталей  $n_c$  повышается. При оптимальной затяжке эти два коэффициента будут равны:

$$n = \frac{F_p - K_e F}{C F_H} = \frac{F}{(1 - C) F_H}. \quad (7)$$

Решив уравнение (7) относительно силы затяжки  $F$ , получаем ее оптимальное значение, зависящее от коэффициента основной нагрузки,

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

Коэффициенты запаса прочности болта и плотности стыка деталей при оптимальной затяжке также зависят от коэффициента основной нагрузки:

$$n_{opt} = n_{c\ opt} = \frac{F_{opt}}{(1 - C) F_H} = \frac{F_p}{F_H [K_e (1 - C) + C]}.$$

До сих пор при определении коэффициента  $C$  используют приближенные формулы или рекомендуют принимать его значение в пределах  $0,2 \dots 0,3$  [4].

Цель работы — уточнить математические выражения и сократить время вычисления коэффициента основной нагрузки для стандартных резьбовых деталей.

Проблема расчета коэффициента основной нагрузки связана с определением жесткости стандартного болта, диаметр и длина которого изменяются дискретно, и деталей РС с толщиной и материалом, изменяемыми произвольно. Для стандартных болтов М8, М10, ..., М27 [5] и толщины соединения, равной 10, 20, ..., 100 мм, коэффициент  $C$  варьируется в широком диапазоне.

Для вычисления жесткостей болта  $c_6$ , деталей  $c_d$  и коэффициента основной нагрузки разработана компьютерная программа [6] с помощью пакета Turbo С. Осевая жесткость болта  $c_6$  определяется в программе в соответствии с рис. 5 с использованием данных работы [7] и соотношения

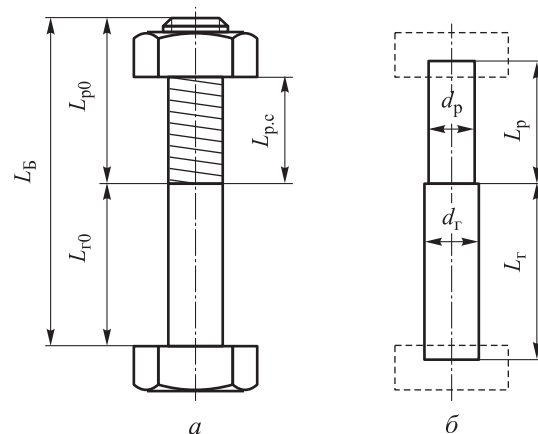


Рис. 5. Схемы частей болта с резьбой и без нее

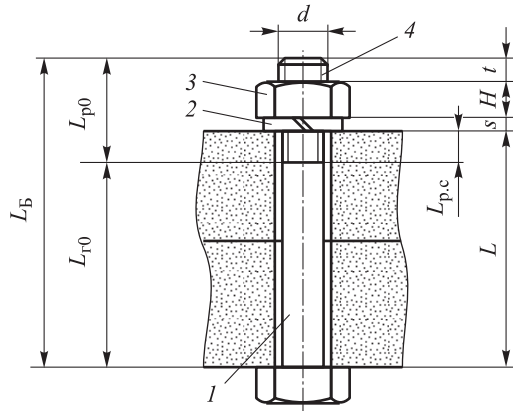


Рис. 6. Схема РС:

1 — болт; 2 — шайба; 3 — гайка; 4 — резьба

$$\frac{1}{c_6} = \frac{1}{c_p} + \frac{1}{c_r} = \frac{L_p}{A_p E} + \frac{L_r}{A_r E}, \quad (8)$$

где  $c_p$  и  $c_r$  — жесткости резьбовой и гладкой частей болта,  $c_p = A_p E / L_p$ ,  $c_r = A_r E / L_r$ ;  $A_p$

и  $A_r$  — площади сечения резьбовой и гладкой частей болта,  $A_p = \pi d_p^2 / 4$  ( $d_p = d - 0,9382P$ );  $E$  — модуль упругости материала болта;  $L_p$  и  $L_r$  — длины резьбовой и гладкой частей болта.

Выразив из формулы (8) жесткость болта, получаем

$$c_6 = \frac{A_p A_r E}{A_p L_r + A_r L_p}. \quad (9)$$

Расчетная длина болта (рис. 6, табл. 1) определяется соотношением

$$L_6 = L + s + t + H,$$

где  $L$  — толщина РС;  $s$  — толщина шайбы [8];  $t$  — выступ резьбы над гайкой,  $t \geq 3P$  [9];  $H$  — высота гайки [10]; размеры  $s$ ,  $P$  и  $H$  определяются диаметром стандартного болта.

По расчетной длине болта  $L_6$  (см. табл. 1) программа подбирает ближайшую большую стандартную длину  $L_B \geq L_6$  (табл. 2)

Таблица 1

**Значения расчетной длины болтов**

L, мм	Длина $L_6$ , мм, при стандартном диаметре резьбы									
	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
10	20	23	27	29	31	34	37	39	42	45
20	30	33	37	39	41	44	47	49	52	55
30	40	43	47	49	51	54	57	59	62	65
40	50	53	57	59	61	64	67	69	72	75
50	60	63	67	69	71	74	77	79	82	85
60	70	73	77	79	81	84	87	89	92	95
70	80	83	87	89	91	94	97	99	102	105
80	90	93	97	99	101	104	107	109	112	115
90	100	103	107	109	111	114	117	119	122	125
100	110	113	117	119	121	124	127	129	132	135

Таблица 2

**Значения стандартной длины болтов**

L, мм	Длина $L_B$ , мм, при стандартном диаметре резьбы									
	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
10	20	25	30	30	30	35	40	40	40	45
20	30	35	40	40	40	45	50	50	50	55
30	40	45	50	50	50	55	60	60	60	65
40	50	55	60	60	60	65	70	70	70	75
50	60	65	70	70	70	75	80	80	80	90
60	70	75	80	80	80	90	90	90	90	100
70	80	90	90	90	90	100	100	100	100	110
80	90	100	100	100	100	110	110	110	110	120
90	100	110	110	110	110	120	120	120	120	130
100	110	120	120	120	120	130	130	130	130	140

Таблица 3

## Значения стандартной длины резьбы болтов

L, мм	Длина $L_{p0}$ , мм, при стандартном диаметре резьбы									
	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
10	20	25	30	30	30	35	40	40	40	45
20	22	26	30	34	40	45	50	50	50	55
30	22	26	30	34	38	42	46	50	60	65
40	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60
50	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60
60	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60
70	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60
80	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60
90	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60
100	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60

В соответствии со стандартной длиной болта программа определяет стандартную длину его резьбовой части  $L_{p0}$  (см. рис. 6, табл. 3).

Для вычисления жесткости резьбовой и гладкой частей болта, а также жесткости стандартного болта, программа определяет расчетные длины для формул (8) и (9):

Длина гладкой части стандартного болта (см. рис. 6)

$$L_{r0} = L_B - L_{p0}.$$

Длина резьбовой части болта под гайкой внутри соединения деталей

$$L_{p.c} = L - L_{r0}.$$

Расчетная длина резьбовой части болта [11]

$$L_p = L_{p.c} + 0,4d_p.$$

Расчетная длина гладкой части болта

$$L_r = L_{r0} + 0,4d.$$

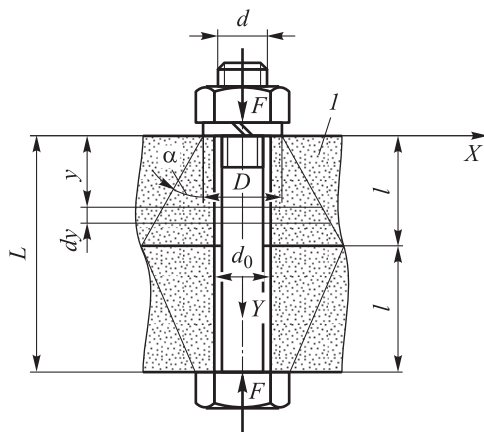


Рис. 7. Схема РС с конусами давления (l — детали соединения)

При вычислении жесткости деталей РС принято считать [12], что напряжения сжатия образуют конусы давления, внутри которых детали деформируются (рис. 7).

Элементарная деформация под действием силы  $F$  (см. рис. 7)

$$d\delta = \frac{Fdy}{EA}. \quad (10)$$

Здесь  $dy$  — дифференциал координаты  $y$ , мера бесконечно малой толщины  $l$  конуса давления;  $A$  — площадь сечения верхнего конуса давления на расстоянии  $y$  от оси  $X$ ,

$$A = \pi \left[ \left( \frac{D}{2} + y \operatorname{tg} \beta \right)^2 - \left( \frac{d_0}{2} \right)^2 \right] = \pi \left( \frac{D + d_0}{2} + y \operatorname{tg} \beta \right) \left( \frac{D - d_0}{2} + y \operatorname{tg} \beta \right), \quad (11)$$

где  $D$  — диаметр шайбы или размер под ключ гайки (головки болта);  $d_0$  — диаметр отверстия под болт [13];  $\beta$  — угол конуса давления.

После подстановки формулы (11) в выражение (10) и интегрирования деформация верхнего конуса имеет вид

$$\delta = \frac{F}{\pi E} \int_0^l \frac{dy}{\left( \frac{D + d_0}{2} + y \operatorname{tg} \beta \right) \left( \frac{D - d_0}{2} + y \operatorname{tg} \beta \right)}, \quad (12)$$

где  $l$  — толщина верхнего конуса давления (см. рис. 7).

С помощью таблицы интегралов [14] находим решение для выражения (12):

$$\delta = \frac{F}{\pi E d_0 \operatorname{tg} \beta} \ln \left[ \frac{(D - d_0 + 2l \operatorname{tg} \beta)(D + d_0)}{(D + d_0 + 2l \operatorname{tg} \beta)(D - d_0)} \right].$$

Таблица 4

Значения коэффициента основной нагрузки для стальных и чугунных деталей

L, мм	Коэффициент C при стандартном диаметре резьбы									
	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
10	<u>0,173</u>	<u>0,178</u>	<u>0,180</u>	<u>0,181</u>	<u>0,183</u>	<u>0,179</u>	<u>0,180</u>	<u>0,181</u>	<u>0,177</u>	<u>0,177</u>
	0,302	0,309	0,312	0,313	0,317	0,311	0,313	0,314	0,308	0,308
20	<u>0,160</u>	<u>0,172</u>	<u>0,180</u>	<u>0,181</u>	<u>0,181</u>	<u>0,180</u>	<u>0,184</u>	<u>0,187</u>	<u>0,185</u>	<u>0,188</u>
	0,282	0,300	0,313	0,313	0,314	0,312	0,318	0,323	0,320	0,324
30	<u>0,144</u>	<u>0,158</u>	<u>0,169</u>	<u>0,173</u>	<u>0,178</u>	<u>0,181</u>	<u>0,187</u>	<u>0,188</u>	<u>0,185</u>	<u>0,189</u>
	0,258	0,280	0,296	0,302	0,310	0,313	0,322	0,324	0,319	0,326
40	<u>0,129</u>	<u>0,145</u>	<u>0,157</u>	<u>0,163</u>	<u>0,170</u>	<u>0,174</u>	<u>0,181</u>	<u>0,184</u>	<u>0,182</u>	<u>0,188</u>
	0,235	0,259	0,278	0,287	0,297	0,303	0,313	0,317	0,315	0,323
50	<u>0,117</u>	<u>0,132</u>	<u>0,145</u>	<u>0,153</u>	<u>0,160</u>	<u>0,165</u>	<u>0,173</u>	<u>0,177</u>	<u>0,177</u>	<u>0,183</u>
	0,215	0,240	0,259	0,271	0,283	0,291	0,302	0,308	0,308	0,317
60	<u>0,106</u>	<u>0,122</u>	<u>0,134</u>	<u>0,143</u>	<u>0,151</u>	<u>0,157</u>	<u>0,165</u>	<u>0,170</u>	<u>0,171</u>	<u>0,178</u>
	0,197	0,222	0,243	0,256	0,269	0,278	0,290	0,297	0,299	0,301
70	<u>0,097</u>	<u>0,112</u>	<u>0,125</u>	<u>0,134</u>	<u>0,142</u>	<u>0,149</u>	<u>0,157</u>	<u>0,162</u>	<u>0,164</u>	<u>0,172</u>
	0,182	0,207	0,228	0,242	0,256	0,266	0,278	0,162	0,164	0,172
80	<u>0,090</u>	<u>0,104</u>	<u>0,117</u>	<u>0,126</u>	<u>0,135</u>	<u>0,141</u>	<u>0,150</u>	<u>0,155</u>	<u>0,158</u>	<u>0,166</u>
	0,169	0,194	0,214	0,229	0,243	0,254	0,267	0,275	0,279	0,292
90	<u>0,083</u>	<u>0,097</u>	<u>0,109</u>	<u>0,118</u>	<u>0,127</u>	<u>0,135</u>	<u>0,143</u>	<u>0,148</u>	<u>0,152</u>	<u>0,160</u>
	0,158	0,182	0,202	0,218	0,232	0,243	0,256	0,265	0,270	0,283
100	<u>0,077</u>	<u>0,091</u>	<u>0,103</u>	<u>0,112</u>	<u>0,121</u>	<u>0,128</u>	<u>0,136</u>	<u>0,142</u>	<u>0,146</u>	<u>0,154</u>
	0,148	0,171	0,191	0,207	0,221	0,233	0,246	0,255	0,261	0,274

Примечание. В числителе дроби указаны значения для стальных деталей, в знаменателе — для чугунных.

Деформация всех деталей РС, изготовленных из одного материала, равна деформации двух конусов (см. рис. 7):

$$\delta_d = 2\delta = \frac{2F}{\pi E d_0 \operatorname{tg} \beta} \times \ln \left[ \frac{(D - d_0 + 2l \operatorname{tg} \beta)(D + d_0)}{(D + d_0 + 2l \operatorname{tg} \beta)(D - d_0)} \right] \quad (13)$$

Подставив формулу (13) в выражение (1) и выразив из него жесткость деталей, получаем

$$c_d = \frac{F}{\delta_d} = \frac{\pi E d_0 \operatorname{tg} \beta}{2 \ln \left[ \frac{(D - d_0 + 2l \operatorname{tg} \beta)(D + d_0)}{(D + d_0 + 2l \operatorname{tg} \beta)(D - d_0)} \right]}$$

Как показали расчеты [11], угол конуса давления  $\beta$  зависит от материала деталей (см. рис. 7). Для чугунных, стальных и алюминиевых деталей  $25^\circ \leq \beta \leq 33^\circ$ . С увеличением угла конуса давления расчетная жесткость деталей растет. В программе угол  $\beta$  принят равным  $30^\circ$ .

Результаты расчета коэффициента основной нагрузки  $C$  по формуле (6) при толщине соеди-

нения стальных деталей  $L = 10, 20, \dots, 100$  мм стандартными стальными болтами M8, M10, ..., M27 для стальных и чугунных деталей приведены в табл. 4.

В целях снижения трудоемкости и времени расчета коэффициента основной нагрузки при толщине РС  $10 \text{ мм} \leq L \leq 100 \text{ мм}$  использован регрессионный анализ данных табл. 4 [15]. Построены регрессии  $C_r = f(L)$  для диаметров стандартных болтов. Например, регрессия для болта M16

$$C_r = 0,1813 + (4026L - 223L^2 + 1,23L^3) \cdot 10^{-7}$$

имеет коэффициент детерминации  $R^2 = 99,87 \%$  и 99%-ный доверительный уровень относительно данных табл. 4.

Максимальное отклонение средних значений  $C_r$  от  $C$  из табл. 4 для болта M16

$$\left| \frac{C - C_r}{C} \right| \cdot 100 \% \leq 0,741 \%$$

Например, для толщины РС  $L = 37$  мм коэффициент основной нагрузки  $C_r = 0,172$ .

## Выводы

1. Коэффициент основной нагрузки определяет распределение внешней нагрузки между болтом и соединением деталей.

2. Точность расчета запасов прочности болта и плотности стыка деталей РС зависят от точности вычисления коэффициента основной нагрузки.

3. Для стальных деталей РС коэффициент основной нагрузки изменяется в зависимости от диаметра болта и толщины соединения в диапазоне 0,077...0,189.

4. При одинаковом диаметре болта с увеличением толщины РС от 10 до 100 мм, коэффициент основной нагрузки уменьшается, например для М8 в 2,247, для М16 в 1,512, для М24 в 1,212 раза.

5. При одинаковой толщине РС с ростом диаметра болта от 8 до 27 мм, коэффициент основной нагрузки растет, например для  $L = 10$  мм в 1,023, а для  $L = 100$  мм в 2 раза.

6. Регрессии коэффициента основной нагрузки относительно толщины РС при заданном диаметре болта позволяют его рассчитывать с высокой точностью для любой толщины соединения.

## Литература

- [1] Brown K.H., Morrow C., Durbin S., Baca A. *Guideline for Bolted Joint Design and Analysis: Version 1.0*. California, Sandia National Laboratories, 2008. 47 p.
- [2] Fernando S. An engineering insight to the fundamental behavior of tensile bolted joints. *Journal Steel construction*, 2001, vol. 35, no. 3, pp. 76–88.
- [3] 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, doi: 10.18698/0536-1044-2016-12-43-50
- [4] Иванов М.Н., Финогенов В.А. *Детали машин*. Москва, Высшая школа, 2008. 408 с.
- [5] ГОСТ 7798–2008. *Болты с шестигранной головкой и шестигранные гайки диаметром до 48 мм*. Москва, Стандартинформ, 2010. 13 с.
- [6] Weiskamp K. *Advanced Turbo C Programming*. New York, Academic Press, Inc. 1988. 554 p.
- [7] Podzharov E.I., Syromiatnikov V.S., Ponce Navarro J.P. *Fundamentos del Diseño de Máquinas*. Lulu. com, 2011. 200 p.
- [8] ГОСТ 11371–78. *Шайбы. Технические условия*. Москва, Стандартинформ, 2000. 6 с.
- [9] ГОСТ 24705–2004. *Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры*. Москва, Стандартинформ, 2008. 20 с.
- [10] ГОСТ 5915–2008. *Гайки шестигранные класса точности В. Конструкция и размеры*. Москва, Стандартинформ, 2010. 12 с.
- [11] Budynas R.G., Nisbett J.K. *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill, 2014. 1104 p.
- [12] Ряховский О.А., ред. *Детали машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 465 с.
- [13] ГОСТ 11284–75. *Отверстия сквозные под крепежные детали*. Москва, Стандартинформ, 2006. 4 с.
- [14] Dwight H.B. *Tables of integrals and other mathematical data*. New York, Macmillan Company, 1957. 198 p.
- [15] Nau R. *Statgraphics. Version 5: Overview & Tutorial Guide*. Fuqua School of Business, Duke University, 2005. 22 p.

## References

- [1] Brown K.H., Morrow C., Durbin S., Baca A. *Guideline for Bolted Joint Design and Analysis: Version 1.0*. California, Sandia National Laboratories, 2008. 47 p.
- [2] Fernando S. An engineering insight to the fundamental behavior of tensile bolted joints. *Journal Steel construction*, 2001, vol. 35, no. 3, pp. 76–88.
- [3] Syromiatnikov V.S., García J.M., Ortega M.G., Zamora L.A. The Optimum Preload of a Threaded Joint against Joint Separation. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2016, no. 12, pp. 43–50 (in Russ.), doi: 10.18698/0536-1044-2016-12-43-50

- [4] Ivanov M.N., Finogenov V.A. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 2008. 408 p.
- [5] GOST 7798–2008. *Bolty s shestigrannoy golovkoy i shestigrannyye gayki diametrom do 48 mm* [State Standard 7798–2008. Hexagon bolts, product grade B. Construction and dimensions]. Moscow, Standartinform publ., 2010. 13 p.
- [6] Weiskamp K. *Advanced Turbo C Programming*. New York, Academic Press, Inc. 1988. 554 p.
- [7] Podzharov E.I., Syromiatnikov V.S., Ponce Navarro J.P. *Fundamentos del Diseño de Máquinas* [Fundamentals of Machine Design]. Lulu. com, 2011. 200 p.
- [8] GOST 11371–78. *Shayby. Tekhnicheskkiye usloviya* [State Standard 11371–78. Washers. Specifications]. Moscow, Standartinform publ., 2000. 6 p.
- [9] GOST 24705–2004. *Osnovnyye normy vzaimozamenyayemosti. Rez'ba metricheskaya. Osnovnyye razmery* [State Standard 24705–2004. Basic norms of interchangeability. Metric screw thread. Basic dimensions]. Moscow, Standartinform publ., 2008. 20 p.
- [10] GOST 5915–2008. *Gayki shestigrannyye klassa tochnosti V. Konstruktsiya i razmery* [State Standard 5915–2008. Hexagon nuts, product grade B. Construction and dimensions]. Moscow, Standartinform publ., 2010. 12 p.
- [11] Budynas R.G., Nisbett J.K. *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill, 2014. 1104 p.
- [12] *Detali mashin* [Machine parts]. Ed. Ryakhovskiy O.A. Moscow, Bauman Press, 2014. 465 p.
- [13] GOST 11284–75. *Otverstiya skvoznnyye pod krepezhnyye detail* [State Standard 11284–75. Through holes for fasteners]. Moscow, Standartinform publ., 2006. 4 p.
- [14] Dwight H.B. *Tables of integrals and other mathematical data*. New York, Macmillan Company, 1957. 198 p.
- [15] Nau R. *Statgraphics. Version 5: Overview & Tutorial Guide*. Fuqua School of Business, Duke University, 2005. 22 p.

Статья поступила в редакцию 24.05.2019

## Информация об авторах

**РЯХОВСКИЙ Олег Анатольевич** — доктор технических наук, профессор кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: rolgan@mail.ru).

**СЫРОМЯТНИКОВ Владимир Сергеевич** — 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).

## Information about the authors

**RYAKHOVSKIY Oleg Anatolievich** — Doctor of Science (Eng.), 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: rolgan@mail.ru).

**SYROMYATNIKOV Vladimir Sergeevich** — 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).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Ряховский О.А., Сыромятников В.С. Расчет коэффициента основной нагрузки резьбового соединения. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 8, с. 10–17, doi: 10.18698/0536-1044-2019-8-10-17

### Please cite this article in English as:

Ryakhovskiy O.A., Syromyatnikov V.S. A Calculation of the Main Load Coefficient in Threaded Connections. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 8, pp. 10–17, doi: 10.18698/0536-1044-2019-8-10-17