

Расчет и конструирование машин

УДК 621.813

Оптимальная затяжка болтового соединения при сдвиге деталей

О.А. Ряховский, В.С. Сыромятников

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

The Optimum Tightening of a Bolted Slip Resistant Lap Joint

A.O. Ryakhovsky, V.S. Syromyatnikov

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

@ e-mail: rolgan@mail.ru, vsyromia@gmail.com

i Болтовые соединения металлических конструкций кранов, мостов, корпусов кораблей или самолетов могут подвергаться действию сдвигающих сил. В общем случае процесс формирования соединения состоит из сжатия пакета листов, сверления и развертки отверстий, вставки болтов в отверстия, установки шайб, завинчивания и крепления гаек. Отверстия в деталях могут быть больше диаметра болтов или меньше, т. е. болты ставятся с зазором или натягом. Влияние затяжки болта в соединении с натягом, как правило, не принимают во внимание. Однако затяжка может приводить как к увеличению, так и уменьшению прочности соединения. На основе анализа напряженного состояния в расчетном сечении болта определена оптимальная сила затяжки, которая снижает эквивалентное напряжение до минимума. Оптимальная сила затяжки определяется в зависимости от коэффициента трения в стыке деталей и от сдвигающей силы. Рассчитан диапазон значений сил затяжки, при которых напряжение в болтах не поднимается выше напряжения незатянутого соединения. Оптимальная затяжка приводит к уменьшению массы, размеров и стоимости соединения. Снижается трудоемкость его изготовления и монтажа.

Ключевые слова: болтовое соединение, сдвигающая нагрузка, стык деталей, эквивалентное напряжение, коэффициент трения, оптимальная затяжка.

i Bolted joints of the metal constructions of cranes, bridges, housings of ships or aircraft are subjected to shearing forces. In general, the process of joint formation involves compressing metal sheets, drilling and finishing openings, inserting bolts, installing washers, tightening and fastening nuts. Openings in the construction members can be larger or smaller than the bolt diameter, i.e. the bolts are fitted with clearance or interference. The tightening of the bolt in an interference fit joint is rarely taken into account. However, the tightening can either increase or reduce the strength of the joint. Using the analysis of stresses in the effective cross-section of the bolt, the optimal tightening force is determined, which reduces the equivalent stress to the minimum. The optimal value of tightening is determined depending on the coefficient of friction between the joint members, and the shearing force. The range of tightening forces where the stress in the bolts does not exceed the stress of an untightened joint is calculated. The optimal tightening leads to the reduction

in weight, size and cost of the joint. Labor intensity of the manufacturing and installation process is also reduced.

Keywords: bolted joint, shear load, slip resistant shear joint, equivalent stress, coefficient of friction, optimum tightening.

Соединения деталей, нагруженных силами, которые действуют в плоскости стыка, широко используют в машиностроении. Различают два типа соединений. В первом случае диаметр отверстия в деталях делают больше, чем диаметр стержня болта, чтобы болт входил в отверстие с зазором. Во втором случае диаметр отверстия меньше диаметра стержня болта, и болт запрессовывают в отверстие с натягом [1]. При затяжке соединения в плоскости стыка деталей появляется сила трения $F_{тр}$, которая определяется силой затяжки болта F и коэффициентом трения f (рис. 1). Сдвигающая нагрузка P в соединениях с зазором уравнивается только силами трения:

$$F_{тр} = fF \geq P.$$

В соединениях с натягом неподвижность деталей обеспечивается прочностью сечения болта на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{4P}{\pi d^2} \leq [\tau]_{ср},$$

где $\tau_{ср}$ — напряжение среза в опасном сечении болта; d — диаметр болта в плоскости стыка; $[\tau]_{ср}$ — допускаемое напряжение.

Силу трения от затяжки F обычно не учитывают [2, 3]. В этом случае предельная затяжка ограничивается допускаемым напряжением $[\sigma]_p$ или пробной нагрузкой $F_{пр}$ [2, 4, 5]

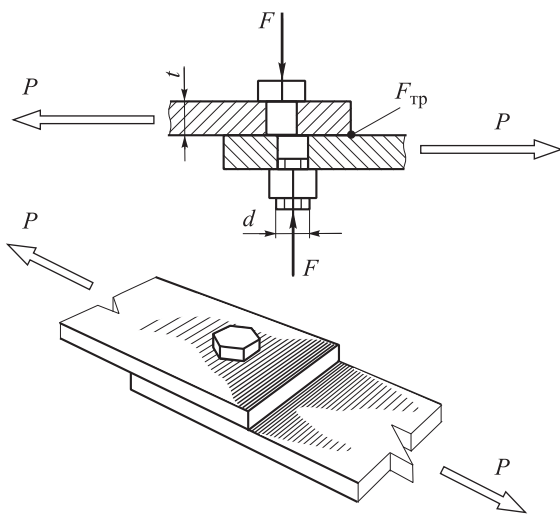


Рис. 1. Болтовое соединение, нагруженное сдвигающей силой

$$F = \frac{\pi d_p^2}{4} [\sigma]_p;$$

$$F = (0,75 \dots 0,90) F_{пр},$$

где d_p — расчетный диаметр болта.

Сила трения $F_{тр}$ разгружает сечение болта от сдвигающей нагрузки P (см. рис. 1):

$$P_{ср} = P - fF, \quad (1)$$

где $P_{ср}$ — сила, срезающая болт.

При затяжке соединения в сечении болта действуют нормальные напряжения σ от растягивающей силы F . При увеличении F возрастают нормальные напряжения σ и снижаются касательные напряжения $\tau_{ср}$ вследствие уменьшения $P_{ср}$:

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2}; \quad \tau_{ср} = \frac{4P_{ср}}{\pi d^2}. \quad (2)$$

Графики изменения напряжений (рис. 2) показывают, что существует сила затяжки F , обеспечивающая минимальное эквивалентное напряжение в сечении болта.

Согласно энергетической теории прочности [6], эквивалентное напряжение в сечении болта определяется следующим образом:

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{ср}^2}. \quad (3)$$

Условие прочности стержня болта в соединении с натягом выглядит так:

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{ср}^2} \leq [\sigma]_p.$$

Чтобы найти оптимальную силу затяжки $F_{опт}$, обеспечивающую минимум $\sigma_{экр}$, предпо-

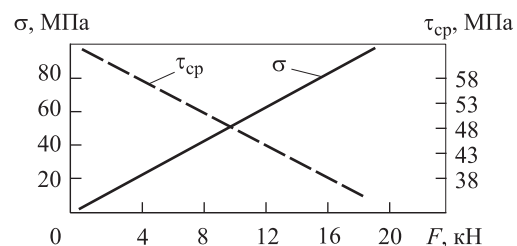


Рис. 2. Изменение касательного и нормального напряжения в сечении болта в зависимости от силы F затяжки

ложим, что после затяжки сила трения $F_{тр}$ в стыке составляет K -ю часть от нагрузки P :

$$F_{тр} = fF = KP, \tag{4}$$

где $0 \leq K \leq 1$ — коэффициент сдвига.

С помощью формулы (4) определим силу затяжки F в зависимости от коэффициента K и сдвигающей нагрузки P :

$$F = KP/f. \tag{5}$$

После замены в выражении (1) силы трения $F_{тр}$ из (4) найдем силу $P_{ср}$, срезающую болт, в зависимости от коэффициента K :

$$P_{ср} = P - KP = P(1 - K). \tag{6}$$

Подставим в формулы (2) для напряжений силу затяжки F из (5) и срезающую силу $P_{ср}$ из (6):

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{4KP}{\pi d^2 f}; \quad \tau_{ср} = \frac{4P_{ср}}{\pi d^2} = \frac{4P(1-K)}{\pi d^2}. \tag{7}$$

Определим зависимость эквивалентного напряжения $\sigma_{экр}$ от коэффициента K , используя выражения (3) и (7):

$$\begin{aligned} \sigma_{экр} &= \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{ср}^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{4KP}{\pi d^2 f}\right)^2 + 3\left(\frac{4P(1-K)}{\pi d^2}\right)^2}. \end{aligned} \tag{8}$$

Приведем соотношение (8) к простой форме:

$$\sigma_{экр} = \frac{4P}{\pi d^2 f} \sqrt{aK^2 - bK + c}, \tag{9}$$

где $a = 1 + 3f^2$; $b = 6f^2$; $c = 3f^2$.

Минимум $\sigma_{экр}$ найдем через производную [7]:

$$\frac{d\sigma_{экр}}{dK} = \frac{2P}{\pi d^2 f} \frac{b - 2aK}{\sqrt{aK^2 - bK + c}} = 0. \tag{10}$$

Решение уравнения (10) дает оптимальное значение K :

$$K_{опт} = \frac{b}{2a} = \frac{3f^2}{1 + 3f^2}. \tag{11}$$

После подстановки $K_{опт}$ в формулу (9) получим выражение для минимального эквивалентного напряжения:

$$\sigma_{экр}^{мин} = \frac{4P}{\pi d^2 f} \sqrt{K_{опт}}. \tag{12}$$

На рис. 3 показаны зависимости эквивалентного напряжения $\sigma_{экр}$ и силы затяжки F от коэффициента сдвига K . Графики на рис. 3 построены по данным табл. 1, рассчитанным для

сдвигающей нагрузки $P = 11\,600$ Н, диаметра болта $d = 16$ мм и коэффициента трения $f = 0,25$. Оптимальное значение коэффициента сдвига:

$$K_{опт} = \frac{3f^2}{1 + 3f^2} = \frac{3 \cdot 0,25^2}{1 + 3 \cdot 0,25^2} = 0,1579.$$

Минимальное эквивалентное напряжение определяется по выражению (9) или (12):

$$\begin{aligned} \sigma_{экр}^{мин} &= \frac{4P}{\pi d^2 f} \sqrt{K_{опт}} = \\ &= \frac{4 \cdot 11\,600}{\pi \cdot 16^2 \cdot 0,25} \sqrt{0,1579} = 91,70 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Оптимальную силу затяжки находим по формуле (5):

$$F_{опт} = \frac{K_{опт}P}{f} = \frac{3f}{1 + 3f^2} P = \alpha P, \tag{13}$$

где $\alpha = 3f/(1 + 3f^2)$ — коэффициент оптимальной затяжки деталей при сдвиге.

Для указанных исходных данных

$$\alpha = \frac{3f}{1 + 3f^2} = \frac{3 \cdot 0,25}{1 + 3 \cdot 0,25^2} = 0,6316;$$

$$F_{опт} = \alpha P = 0,6316 \cdot 11\,600 = 7\,327 \text{ Н}.$$

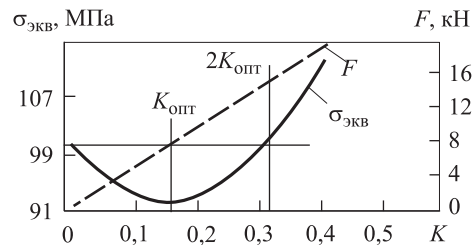


Рис. 3. Изменение напряжения $\sigma_{экр}$ и силы затяжки F в зависимости от коэффициента K

Таблица 1

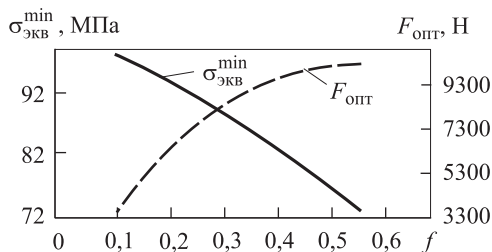
Расчетные данные для графиков на рис. 3

Коэффициент сдвига K	Эквивалентное напряжение $\sigma_{экр}$, МПа	Сила затяжки F , Н
0	99,93	0
0,06	94,95	2 784
0,12	92,19	5 568
0,18	91,87	8 352
0,24	93,99	11 136
0,30	98,42	13 920
0,36	104,84	16 704
0,42	112,11	19 488

Таблица 2

Расчетные данные для графиков на рис. 4

Коэффициент трения f	Коэффициент сдвига $K_{\text{опт}}$	Коэффициент оптимальной затяжки α	Эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{экв}}^{\text{min}}$, МПа	Сила затяжки $F_{\text{опт}}$, Н
0,10	0,0291	0,2913	98,46	3 379
0,15	0,0632	0,4215	96,71	4 890
0,20	0,1071	0,5357	94,42	6 214
0,25	0,1579	0,6316	91,69	7 326
0,30	0,2126	0,7087	88,67	8 220
0,35	0,2687	0,7678	85,45	8 907
0,40	0,3243	0,8108	82,14	9 405
0,45	0,3779	0,8398	78,81	9 742
0,50	0,4286	0,8571	75,53	9 943
0,55	0,4758	0,8650	72,35	10 034

Рис. 4. Изменение напряжения $\sigma_{\text{экв}}^{\text{min}}$ и силы затяжки $F_{\text{опт}}$ в зависимости от коэффициента f

При увеличении затяжки F (см. рис. 3) в интервале $0 \leq K \leq 2K_{\text{опт}}$ эквивалентное напряжение падает до минимума $\sigma_{\text{экв}}^{\text{min}}(K_{\text{опт}}) = 91,70$ МПа, а затем возрастает до исходного значения $\sigma_{\text{экв}}(K=0) = \sigma_{\text{экв}}(2K_{\text{опт}}) = 99,93$ МПа. Соответственно сила затяжки изменяется от $F=0$ сначала до $F_{\text{опт}} = 7327$ Н и далее до $F(2K_{\text{опт}}) = 2F_{\text{опт}} = 14854$ Н. При дальнейшем увеличении F эквивалентное напряжение повышается, и прочность болта начинает уменьшаться.

Определяющим фактором при расчете минимального напряжения $\sigma_{\text{экв}}^{\text{min}}$ и оптимальной силы затяжки $F_{\text{опт}}$ является коэффициент трения f в стыке деталей (см. формулы (11) и (13)). На рис. 4 приведены построенные по данным табл. 2 графики оптимальной силы затяжки $F_{\text{опт}}$ и эквивалентного напряжения $\sigma_{\text{экв}}^{\text{min}}$ в зависимости от коэффициента трения f . С увеличением коэффициента трения f необходимо увеличивать $F_{\text{опт}}$, чтобы получить минимальное $\sigma_{\text{экв}}^{\text{min}}$.

При оптимальной силе затяжки болта эквивалентное напряжение в расчетном сечении снижается. Это позволяет уменьшить диаметр и массу болта. Кроме того, снижается трудоемкость изготовления и монтажа соединения, а

также общая стоимость конструкции. На рис. 5 изображены графики изменения диаметра болта и оптимальной силы затяжки, построенные по данным табл. 3.

Детали соединения могут быть из стали, алюминия или других материалов, которые имеют различные коэффициенты трения. Коэффициенты трения для сталей, обработанных различными способами, приведены в табл. 4 [8].

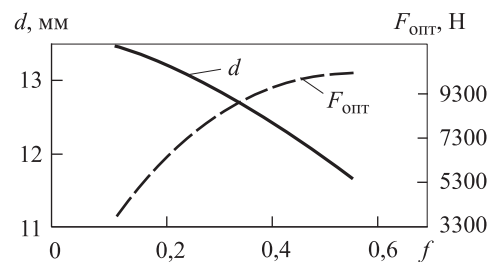
Рис. 5. Изменение диаметра болта d и силы затяжки $F_{\text{опт}}$ в зависимости от коэффициента f

Таблица 3

Расчетные данные для графиков на рис. 5

Коэффициент трения f	Сила затяжки $F_{\text{опт}}$, Н	Диаметр болта d , мм
0,10	3 379	13,48
0,15	4 890	13,36
0,20	6 214	13,20
0,25	7 326	13,01
0,30	8 220	12,79
0,35	8 907	12,56
0,40	9 405	12,31
0,45	9 742	12,06
0,50	9 943	11,81
0,55	10 034	11,56

Таблица 4

Среднее значение коэффициента трения f в стыке деталей из стального проката

Ориентировочная марка стали (ГОСТ 1050–88)	Состояние поверхности	f	Стандартное отклонение σ	Число испытаний
20; 30	Зачищенная, без окалины	0,33	0,07	327
35		0,23	0,03	31
20; 30	После дробеструйной обработки	0,51	0,09	186
60		0,33	0,04	17
20; 60	После пескоструйной обработки	0,52	0,09	106
20	Полуполированная	0,28	0,04	12
20	С виниловым покрытием	0,28	0,02	15

В зависимости от материала и толщины соединяемых деталей критерием прочности соединения может оказаться напряжение смятия $\sigma_{см}$ на боковых стенках отверстия или боковой поверхности болта [9]. В этом случае основное значение имеет срезающая нагрузка $P_{ср}$:

$$\sigma_{см} = \frac{P_{ср}}{dt} \leq [\sigma]_{см},$$

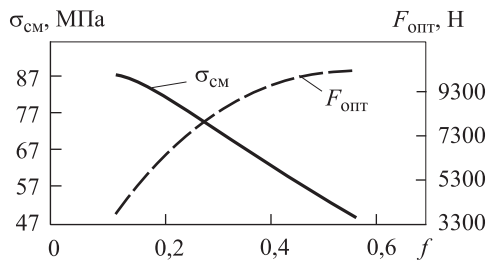


Рис. 6. Изменение напряжения $\sigma_{см}$ и силы затяжки $F_{опт}$ в зависимости от коэффициента f

Таблица 5

Расчетные данные для графиков на рис. 6

Коэффициент трения f	Сила затяжки $F_{опт}$, Н	Срезающая нагрузка $P_{ср}$, Н	Напряжение смятия $\sigma_{см}$, МПа
0,10	3 379	11 262	87,99
0,15	4 890	10 867	84,89
0,20	6 214	10 357	80,92
0,25	7 326	9 768	76,32
0,30	8 220	9 134	71,36
0,35	8 907	8 483	66,27
0,40	9 405	7 838	61,23
0,45	9 742	7 216	56,38
0,50	9 943	6 629	51,79
0,55	10 034	6 081	47,51

где t — толщина детали (см. рис. 1); $[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение смятия.

Оптимальная затяжка обеспечивает снижение напряжений смятия тем большее, чем выше коэффициент трения в соединении (см. формулу (1)). На рис. 6 приведены графики напряжения смятия $\sigma_{см}$ и оптимальной силы затяжки $F_{опт}$ в зависимости от коэффициента трения f . Графики построены по данным табл. 5 для толщины детали $t = 8$ мм. С увеличением коэффициента трения оптимальная сила затяжки $F_{опт}$ возрастает, срезающая нагрузка $P_{ср}$ снижается и вместе с ней уменьшается напряжение смятия $\sigma_{см}$.

При многослойных соединениях [10], когда число стыков $z \geq 1$, коэффициент оптимальной затяжки зависит от z :

$$\alpha = \frac{3f}{z(1+3f^2)}.$$

Увеличение числа стыков приводит к снижению оптимальной силы затяжки.

Выводы

1. В соединениях, нагруженных сдвигающей силой, с болтом, работающим на срез, сила затяжки может как увеличивать, так и уменьшать прочность соединения.

2. В определенном интервале изменения силы затяжки прочность соединения сохраняется на уровне незатянутого соединения с болтом, работающим только на срез.

3. При оптимальной затяжке болтового соединения уменьшается эквивалентное напряжение в опасном сечении болта, что увеличивает прочность соединения.

4. Оптимальное значение силы затяжки зависит от сдвигающей нагрузки и коэффициента трения в стыке деталей соединения.

5. С увеличением коэффициента трения в стыке оптимальная затяжка увеличивается, а напряжение в сечении болта уменьшается.

6. Оптимальная затяжка соединения позволяет уменьшить диаметр болта при сохранении его прочности.

7. Оптимальная затяжка соединения приводит к уменьшению массы, размеров и стоимости соединения. Снижается также трудоемкость его изготовления и монтажа.

Литература

- [1] Heistermann C. *Behaviour of Pretensioned Bolts in Friction Connections*. Lulea University of Technology, 2011. 125 p.
- [2] Richard G.B., Nisbett J.K. *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill, 2008. 1059 p.
- [3] Ряховский О.А., ред. *Детали машин*. Москва, Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. 515 с.
- [4] Иванов М.Н., Финогонов В. А. *Детали машин*. Москва, Высшая школа, 2008. 408 с.
- [5] ГОСТ Р 52627–2006. *Болты, винты и шпильки. Механические свойства и методы испытаний*. Москва, Стандартинформ, 2010. 28 с.
- [6] Oberg E. *Machinery's Handbook*. Industrial Press, 2012. 2800 p.
- [7] Polyanin A.D., Manzhirov A.V. *Handbook of Mathematics for Engineers and Scientists*. Chapman and Hall/CRC, 2006. 1544 p.
- [8] Kulak G.L., Fisher J.W., Struik J.H.A. *Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints*. American Institute of Steel Construction, Inc. 2001. 330 p.
- [9] Tin B.E. *An investigation of the Bearing strength of Bolted connections in Aluminum and Titanium Alloys*. Thesis for the Degree Master Science, University of Akron, 2011. 70 p.
- [10] Heistermann C., Veljkovic M., Simões R., Rebelo C., Simões da Silva L. Design of slip resistant lap joints with long open slotted holes. *Journal of Constructional Steel Research*, 2013, no. 82, pp. 223–233.

References

- [1] Heistermann C. *Behaviour of Pretensioned Bolts in Friction Connections*. Lulea University of Technology, 2011. 125 p.
- [2] Richard G. B., Nisbett J.K. *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill, 2008. 1059 p.
- [3] *Detali mashin* [Machine Parts]. Ed. Riakhovskii O.A. Moscow, Bauman Press, 2007. 515 p.
- [4] Ivanov M.N., Finogenov V. A. *Detali mashin* [Machine Parts]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 2008. 408 p.
- [5] GOST R 52627–2006. *Bolty, vinty i shpil'ki. Mekhanicheskie svoistva i metody ispytaniy* [State Standard P 52627–2006. Bolts, screws and studs. Mechanical Properties and Test Methods]. Moscow, Standartinform publ., 2010. 28 p.
- [6] Erik Oberg. *Machinery's Handbook*. Industrial Press, 2012. 2800 p.
- [7] Polyanin A.D., Manzhirov A.V. *Handbook of Mathematics for Engineers and Scientists*. Chapman and Hall/CRC, 2006. 1544 p.
- [8] Kulak G.L., Fisher J.W., Struik J.H.A. *Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints*. American Institute of Steel Construction, Inc. 2001. 330 p.
- [9] Tin B. E. *An investigation of the Bearing strength of Bolted connections in Aluminum and Titanium Alloys*. Thesis for the Degree Master Science, University of Akron, 2011. 70 p.
- [10] Heistermann C., Veljkovic M., Simões R., Rebelo C., Simões da Silva L. Design of slip resistant lap joints with long open slotted holes. *Journal of Constructional Steel Research*, 2013, no. 82, pp. 223–233.

Статья поступила в редакцию 23.06.2015

Информация об авторах

РЯХОВСКИЙ Олег Анатольевич (Москва) — 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 (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).

Information about the authors

RYAKHOVSKY Oleg Anatolievich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Basics of Machine Designing. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: rolgan@mail.ru).

SYROMYATNIKOV Vladimir Sergeevich (Moscow) — Ph. D., Professor, Department of Basics of Machine Designing. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vsyromia@gmail.com).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышла в свет монография
В.М. Гремячкина

«Гетерогенное горение частиц твердых топлив»

Рассмотрены теоретические основы процессов горения частиц твердых топлив, к которым относят не только традиционные углеводородные топлива, содержащие углерод, но и частицы металлов, которые широко используют в качестве топлива в ракетных двигателях. Кроме того, выполнен анализ окисления и хлорирования частиц металлов в ряде технологических процессов химической промышленности, а также горения и газификации углеродных частиц в различных реакционных газах.

Для научных работников, инженеров, а также для студентов, интересующихся проблемами ракетной техники на твердых топливах, сжигания и газификации твердых органических топлив в энергетике.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru