

УДК 621.882

DOI: 10.18698/0536-1044-2018-10-18-23

Расчет деформаций деталей при затяжке болта

О.А. Ряховский, В.С. Сыромятников

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

Determining Deformations of Parts when Tightening Bolted Joints

O.A. Ryakhovskiy, V.S. Syromyatnikov

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

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

i Соединение частей машин болтами получило широкое распространение в различных технических устройствах. Высокие требования к работоспособности современных машин стимулируют развитие точных методов расчета и сборки болтовых соединений. Проблема точности затяжки болта связана с определением деформаций деталей соединения. Под действием силы затяжки болт растягивается и скручивается, а детали сжимаются. Сила затяжки рассчитывается так, чтобы соединение деталей было плотным и выдерживало внешнюю нагрузку, а болт не разрушался. Затяжку контролируют по моменту завинчивания или по углу поворота гайки. Для этого применяют электронные динамометрические ключи и ультразвуковую технику, измеряющие момент и угол с высокой точностью. Вместе с тем до последнего времени при расчете затяжки болта используют приближенные выражения, которые не учитывают осевых и крутильных деформаций болта и соединяемых деталей. В результате снижается точность затяжки болтового соединения. В связи с этим уточнены расчетные формулы для угла поворота гайки и момента завинчивания при затяжке болта.

Ключевые слова: болтовое соединение, сила затяжки, деформация деталей соединения, угол поворота гайки, момент завинчивания, момент сил в резьбе

i Connecting parts of machines by bolts is widely used in various technical devices. Strict requirements to the efficiency of modern machines stimulate the development of accurate methods of calculating and assembling bolted joints. The problem of bolt tightening accuracy is related to the determination of deformation of the connected parts. Due to the tightening force, the bolt is stretched and twisted, and the parts are compressed. The tightening force is calculated so that the connection of the parts is tight and withstands external loads, and the bolt is not destroyed. The tightening is controlled by the moment of screwing or by the angle of rotation of the nut. For this purpose, electronic torque wrenches and ultrasonic devices are used that measure the torque and the angle with high accuracy. However, up until now, when calculating bolt tightening, approximate expressions have been used that do not consider the axial and torsional deformations of the bolt and the connected parts. As a result, the tightening accuracy of bolted connection decreases. The calculation formulae for the angle of rotation of the nut and the moment of screwing when tightening the bolt are clarified in the paper.

Keywords: bolted connection, tightening force, deformation of joint elements, nut rotation angle, screwing torque, moment of force in thread

при сборке ответственных резьбовых соединений применяют высокоточные динамометрические ключи и ультразвуковую технику с погрешностью 1 % и менее [2–4].

Силу затяжки F определяют в зависимости от пробной нагрузки F_p и класса прочности материала болта [9–11] по следующим выражениям:

- для разбираемых БС

$$F = 0,75 F_p; \quad (1)$$

- для неразбираемых БС (см. таблицу)

$$F = 0,9 F_p. \quad (2)$$

Деформация деталей БС при завинчивании гайки (рис. 3) пропорциональна силе затяжки, рассчитываемой по формулам (1) или (2).

Осевое перемещение гайки вызывает деформацию болта и деталей БС. При одной и той же силе затяжки деформация растяжения болта больше деформации сжатия деталей (см. таблицу):

$$\delta_6 = \lambda_6 F > \delta_d = \lambda_d F, \quad (3)$$

где λ_6 и λ_d — податливость болта и деталей.

Обычно податливость болта больше податливости деталей ($\lambda_6 > \lambda_d$), что определяет неравенство (3). При действии на затянутое соединение внешней нагрузки F_n силы и деформации перераспределяются (рис. 4).

Растяжение болта увеличивается, а сжатие деталей уменьшается на значение деформации δ_n от внешней нагрузки F_n . Сила, растягивающая болт, становится больше силы затяжки, а сила, сжимающая детали, — меньше:

$$F_6 = F + \delta_n / \lambda_6; \quad (4)$$

$$F_d = F - \delta_n / \lambda_d. \quad (5)$$

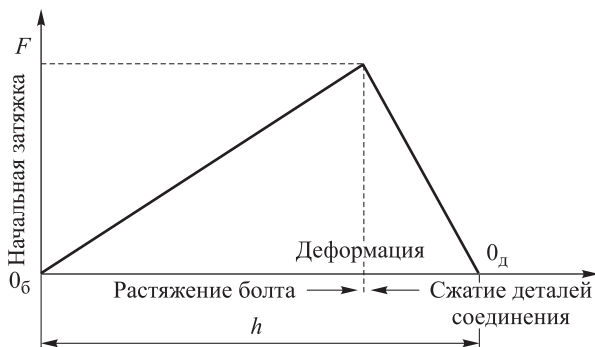


Рис. 3. Зависимость между силой затяжки F и ходом гайки h

Из равновесия сил в БС, нагруженным внешней нагрузкой (см. рис. 4), имеем

$$F_6 = F_d + F_n. \quad (6)$$

После подстановки выражений (4) и (5) в формулу (6) и преобразования относительно δ_n получаем

$$\delta_n = \frac{\lambda_6 \lambda_d}{\lambda_6 + \lambda_d} F_n. \quad (7)$$

Заменим в выражениях (4) и (5) деформацию от внешней нагрузки δ_n на выражение (7):

$$F_6 = F + \frac{\lambda_d}{\lambda_6 + \lambda_d} F_n = F + \chi F_n, \quad (8)$$

где χ — коэффициент основной нагрузки.

Формула (8) показывает, что только часть внешней нагрузки F_n передается на болт [12], а другая ее часть разгружает детали БС:

$$F_d = F - \frac{\lambda_6}{\lambda_6 + \lambda_d} F_n = F - (1 - \chi) F_n.$$

Распределение нагрузки зависит от коэффициента основной нагрузки [12]

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_6 + \lambda_d} = 0,2 \dots 0,3. \quad (9)$$

Сила затяжки, геометрические размеры резьбы, трение в резьбе и на торце гайки определяют момент завинчивания (рис. 5)

$$T = T_p + T_t, \quad (10)$$

где T_p — момент сил в резьбе; T_t — момент сил трения на торце гайки.

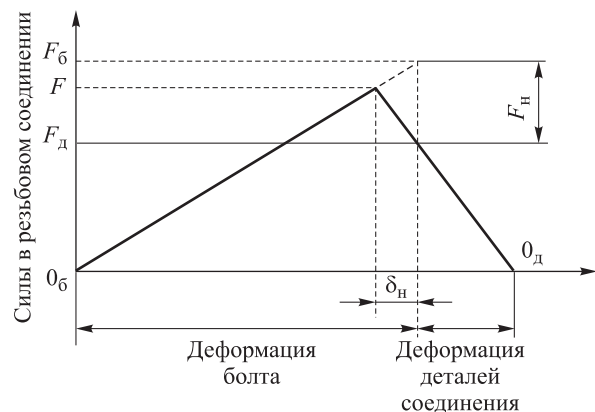


Рис. 4. Деформация болта и деталей под действием внешней нагрузки

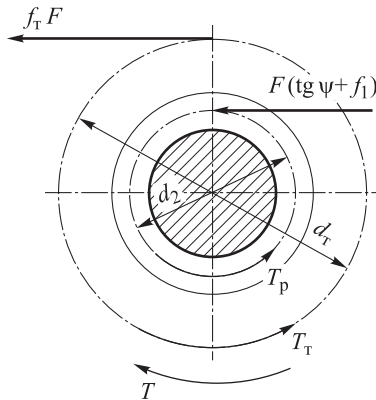


Рис. 5. Схема сил и моментов при затяжке БС:
 $f_t F$ — сила трения на торце гайки;
 $F(\text{tg } \psi + f_1)$ — окружная сила в резьбе

Момент сил в резьбе

$$T_p = F \frac{d_2}{2} (\text{tg } \psi + f_1) = F(c_1 + c_2), \quad (11)$$

где d_2 — средний диаметр резьбы (см. рис. 2);
 f_1 — приведенный коэффициент трения [13],

$$f_1 = \frac{f}{\cos \psi \left[\cos \frac{\alpha}{2} \cos \psi - f \sin \psi \right]}$$

($\alpha = 60^\circ$ — угол профиля резьбы, см. рис. 2);
 f — коэффициент трения в резьбе); c_1, c_2 — постоянные коэффициенты,

$$c_1 = \frac{d_2}{2} \text{tg } \psi, \quad c_2 = \frac{d_2}{2} f_1.$$

Момент сил трения на торце гайки

$$T_t = f_t F \frac{d_r}{2} = Fc_3, \quad (12)$$

где f_t — коэффициент трения на торце гайки;
 d_r — средний диаметр торца гайки (см. рис. 5),
 $d_r \approx 1,25d$ [10]; c_3 — постоянный коэффициент,
 $c_3 = d_r f_t / 2$.

После подстановки выражений (11) и (12) в формулу (10) момент завинчивания T преобразуется к виду

$$T = F(c_1 + c_2 + c_3). \quad (13)$$

Угол завинчивания при затяжке БС силой F имеет вид

$$\Theta = \Theta_0 + \Phi, \quad (14)$$

где Θ_0 — угол поворота гайки относительно болта.

Перемещение гайки вдоль оси болта (см. рис. 3) при вращении на угол Θ_0

$$h = \Theta_0 \frac{d_2}{2} \text{tg } \psi = c_1 \Theta_0. \quad (15)$$

Как следует из выражения (3) и рис. 3, болт и детали БС упруго деформируются. Используя выражения (3) и (9), можно показать, что ход гайки равен сумме деформаций:

$$h = \delta_6 + \delta_d = \lambda_6 F + \lambda_d F = (\lambda_6 + \lambda_d) F. \quad (16)$$

Приравняв формулы (15) и (16), получаем соотношение между углом Θ_0 и силой затяжки F :

$$\Theta_0 = \frac{(\lambda_6 + \lambda_d)}{c_1} F. \quad (17)$$

Угловая деформация болта Φ зависит от момента сил в резьбе T_p и от крутильной податливости болта λ_ϕ :

$$\Phi = \lambda_\phi T_p = \lambda_\phi (c_1 + c_2) F. \quad (18)$$

где $\lambda_\phi = l_6 / (GJ)$ (l_6 — длина болта при расчете на кручение, G — модуль сдвига, $J = \pi d^4 / 32$ — полярный момент инерции сечения болта).

После подстановки выражений (17) и (18) в уравнение (14) получаем зависимость полного угла поворота гайки от силы затяжки:

$$\Theta = \left[\frac{\lambda_6 + \lambda_d + \lambda_\phi c_1 (c_1 + c_2)}{c_1} \right] F.$$

Чтобы получить зависимость угла поворота гайки от момента завинчивания T , используем формулу (13):

$$\Theta = \left[\frac{\lambda_6 + \lambda_d + \lambda_\phi c_1 (c_1 + c_2)}{c_1 (c_1 + c_2 + c_3)} \right] T.$$

Результаты расчета момента завинчивания и угла поворота гайки приведены в таблице.

Выводы

1. Показано, что при затяжке болта осевое перемещение гайки равно сумме деформаций болта и соединяемых деталей. В затянутом БС перераспределение внешней нагрузки между болтом и деталями зависит от их деформаций и определяется коэффициентом основной нагрузки. Одна часть нагрузки увеличивает растяжение болта по сравнению с предварительной затяжкой, другая — уменьшает сжатие деталей.

2. Вращение гайки при затяжке БС приводит к угловой деформации болта и дополнительно к возрастанию угла поворота гайки. Полный

угол поворота гайки складывается из угла поворота относительно болта и угла поворота вместе с болтом. В зависимости от крутильной жесткости болта ошибка при расчете угла поворота гайки вследствие скручивания болта составляет 7,6 % и более.

3. Получены расчетные формулы для определения угла поворота гайки в зависимости от

осевой и крутильной податливости болта и деталей. Повышена точность расчета момента закручивания и угла поворота гайки.

4. Согласно статистике, до 90 % отказов БС связано с недотяжкой. Применение полученных формул в инженерной практике позволит увеличить точность затяжки болтов и уменьшить вероятность недотяжки БС.

Литература

- [1] Грейвс Ф.Е. Болты и гайки. *В Мире Науки*, 1984, № 8, с. 79–86.
- [2] *Динамометрический инструмент GEDORE*. URL: <http://gedore-tool.ru/catalog/torque-tools.html> (дата обращения 24 апреля 2018).
- [3] *Llaves dinamométricas electrónicas para medir ángulo de apriete*. SENSOTORK. URL: www.stahlwille.com.mx (дата обращения 25 апреля 2018).
- [4] ГОСТ Р 52889–2007. *Контроль неразрушающий. Акустический метод контроля усилия затяжки резьбовых соединений. Общие требования*. Москва, Стандартинформ, 2010. 10 с.
- [5] Reiff J.D. A procedure for Calculation of Torque Specifications for Bolted Joints with Prevailing Torque. *Journal of ASTM International*, 2005, vol. 2, no 3, pp. 23–30.
- [6] Motosh N. Development of Design Charts for Bolts Preloaded up to the Plastic Range. *Journal of Engineering for Industry*, 1976, vol. 98 (3), pp. 858–861.
- [7] Arghavani J., Derenne M., Marchand L. Sealing performance of washered bolted flanged joints: A fuzzy decision support system approach. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2001, vol. 17, no. 1, pp. 2–10.
- [8] Fernando S. An Engineering Insight to the Fundamental Behaviour of Tensile Bolted Joints. *Journal of the Australian Institute of Steel Construction*, 2001, vol. 35, no. 1, pp. 76–88.
- [9] Budynas R.G., Nisbett J.K. *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill, 2014. 1104 p.
- [10] 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*. Москва, Стандартинформ, 2013. 54 с.
- [11] ISO 898-1:1999. *Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel*.
- [12] Ряховский О.А., ред. *Детали машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 514 с.
- [13] Podzharov E.I., Syromiatnikov V.S., Ponce Navarro J.P. *Fundamentos del Diseño de Máquinas*. 2011. 200 p.

References

- [1] Greivs F.E. Bolty i gaiki [Bolts and nuts]. *V Mire Nauki* [In the world of science]. 1984, no. 8, pp. 79–86.
- [2] *Dinamometricheskij instrument GEDORE* [Torque tools GEDORE]. Available at: <http://gedore-tool.ru/catalog/torque-tools.html> (accessed 24 April 2018).
- [3] *Llaves dinamométricas electrónicas para medir ángulo de apriete*. SENSOTORK [Keys dynamometrical electronica's para media Angulo de apriete. SENSOTORK]. Available at: www.stahlwille.com.mx (accessed 25 April 2018).
- [4] GOST R 52889–2007. *Kontrol' nerazrushayushchij. Akusticheskij metod kontrolya usiliya zatyazhki rez'bovyh soedineniy. Obshchie trebovaniya* [State Standard R 52889–2007. Control is non-destructive. Acoustic method of control of tightening force of screw joints. General requirements]. Moscow, Standartinform publ., 2010. 10 p.
- [5] Reiff J.D. A procedure for Calculation of Torque Specifications for Bolted Joints with Prevailing Torque. *Journal of ASTM International*, 2005, vol. 2, no 3, pp. 23–30.

- [6] Motosh N. Development of Design Charts for Bolts Preloaded up to the Plastic Range. *Journal of Engineering for Industry*, 1976, vol. 98 (3), pp. 858–861.
- [7] Arghavani J., Derenne M., Marchand L. Sealing performance of washered bolted flanged joints: A fuzzy decision support system approach. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2001, vol. 17, no. 1, pp. 2–10.
- [8] Fernando S. An Engineering Insight to the Fundamental Behaviour of Tensile Bolted Joints. *Journal of the Australian Institute of Steel Construction*, 2001, vol. 35, no. 1, pp. 76–88.
- [9] Budynas R.G., Nisbett J.K. *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill, 2014. 1104 p.
- [10] GOST R ISO 898-1–2011. *Mekhanicheskie svoystva krepzhnnyh izdeliy iz uglerodistyh i legirovannyh staley. Chast' 1. Bolty, vinty i shpil'ki ustanovlennyy klassov prochnosti s krupnym i melkim shagom rez'by* [ISO 898-1:2009. Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel — Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes — coarse thread and fine pitch thread]. Moscow, Standartinform publ., 2013. 54 p.
- [11] ISO 898–1:1999. *Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel*.
- [12] *Detali mashin* [Details of machines]. Ed. Ryahovskiy O.A. Moscow, Bauman Press, 2014. 514 p.
- [13] Podzharov E.I., Syromiatnikov V.S., Ponce Navarro J.P. *Fundamentals of Design of Machines*. 2011. 200 p.

Статья поступила в редакцию 05.06.2018

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

RYAKHOVSKIY Oleg Anatolievich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Fundamentals of Machine Design. 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) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Fundamentals of Machine Design. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd 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 деформаций деталей при затяжке болта. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 10, с. 18–23, doi: 10.18698/0536-1044-2018-10-18-23.

Please cite this article in English as:

Ryakhovskiy O.A., Syromyatnikov V.S. Determining Deformations of Parts when Tightening Bolted Joints. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 10, pp. 18–23, doi: 10.18698/0536-1044-2018-10-18-23.