

**УТОЧНЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ОСЕВОЙ ПОДАТЛИВОСТИ
РЕЗЬБОВОГО ЭЛЕМЕНТА РАЗЪЕМНОГО СОЕДИНЕНИЯ**

В. Д. Продан¹, Г. В. Божко¹, А. В. Васильев², М. С. Фокина¹

*ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет»,
г. Москва, Россия (1); hitema@npp-htm.ru;*

*ОАО «Научно-исследовательский и проектный институт азотной
промышленности и продуктов органического синтеза» (ОАО «ГИАП»),
г. Москва, Россия (2)*

Ключевые слова: болт; гайка; осевая податливость; резьба; стержень болта; шпилька.

Аннотация: Представлены значения экспериментально проверенной осевой податливости резьбы с шагом 2 и 6 мм в диапазоне диаметра болта М16 – М180 при сопряжении «стержень болта – гайка». Выполнен анализ применимости для расчета податливости упрощенного выражения, изложенного в ГОСТ Р 52857.4–2007.

Расчет и проектирование разъемных соединений, в частности герметичных фланцевых, основан на использовании коэффициентов осевой жесткости (податливости) элементов, образующих соединения. Одними из основных элементов соединения являются крепежные резьбовые детали (болты и шпильки), уточнению значения осевой податливости которых и посвящена настоящая статья.

Осевая податливость болта складывается из податливости стержня болта λ_c и податливости резьбы λ_p в сопряжении «стержень болта – гайка»

$$\lambda_{\sigma} = \lambda_c + \lambda_p. \quad (1)$$

Осевая податливость стержня болта

$$\lambda_c = 4L / (\pi d_c^2 E), \quad (2)$$

где L – расстояние между торцами гайки и головки болта, м; d_c – диаметр стержня болта, м; E – модуль упругости материала болта, Па.

Податливость резьбы болта зависит от ее наружного диаметра d , шага P и осевой нагрузки. Однако влияние нагрузки на изменение податливости незначительное. Например, проведенный анализ экспериментальных значений податливости резьбы показал, что влияние нагрузки на интенсивность уменьшения податливости резьбы с шагом 6 мм составляет всего $0,32 \cdot 10^{-16}$ м/Н. Поэтому при определении податливости резьбы осевую нагрузку на нее можно не учитывать.

Осевую податливость резьбы рассчитывают [1] по выражению

$$\lambda_p = \frac{0,5}{Ed_2} \sqrt{1,44 + 9,3 \frac{P}{d}}. \quad (3)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы, м.

Проведенные экспериментальные исследования осевой податливости резьбы [2] показали практическую неприемлемость применения данного выражения для определения ее осевой податливости из-за существенного различия рассчитанного значения по сравнению с экспериментальным. Для резьбы М68×6 экспериментально получено значение осевой податливости резьбы в сопряжении «стержень болта – гайка» $\lambda_{p.э} = 0,322 \cdot 10^{-9}$ м/Н [4], а рассчитанное по выражению (3) $\lambda_p = 0,055$ м/Н.

В работах [2, 3] получены значения осевой податливости резьбы с шагом 2,0...2,5 мм в диапазоне диаметров М16– М48 в сопряжении «стержень болта – гайка». Зависимость полученных значений осевой податливости от диаметра стержня болта можно описать уравнением

$$\lambda_p = (0,8 - 12,04d)10^{-9}. \quad (4)$$

Для резьбы с шагом 6 мм в диапазоне диаметров М68 – М180 по результатам экспериментов [4] получено выражение для определения осевой податливости резьбы в зависимости от диаметра резьбы болта

$$\lambda_p = (0,4 - 1,11d)10^{-9}. \quad (5)$$

Выражения (4) и (5) с достаточной для практических целей точностью приемлемы для расчетов осевой податливости резьбы в сопряжении стержень болта – гайка.

Из сравнения выражений (4) и (5) следует, что с уменьшением шага резьбы увеличивается ее осевая жесткость. При $d = 0,05$ м податливость резьбы с шагом 2 мм будет $0,198 \cdot 10^{-9}$ м/Н [2], а с шагом 6 мм – $0,344 \cdot 10^{-9}$ м/Н [4].

Используя выражения (1), (2), (5), получим значение осевой податливости болта в зависимости от его длины и диаметра при шаге резьбы 6 мм

$$\lambda_{б.э} = \frac{4L}{\pi d^2 E} + (0,4 - 1,11d)10^{-9}. \quad (6)$$

Шпилька от болта отличается наличием двух резьбовых участков. Осевая податливость шпильки

$$\lambda_{ш} = \frac{4L}{\pi d^2 E} + (0,8 - 2,22d)10^{-9}.$$

В ГОСТ Р 52857.4–2007 представлены теоретические выражения для определения осевой податливости болта

$$\lambda_{б.т} = \frac{4(L + 0,28d)}{\pi d^2 E} \quad (7)$$

и шпильки

$$\lambda_{ш} = \frac{4(L + 0,56d)}{\pi d^2 E}. \quad (8)$$

Если допустить, что эти упрощенные выражения для определения осевой податливости резьбы верны, то действительная податливость болта, вычисленная по экспериментально полученным выражениям [4], будет равна значению, полученному по выражениям (7) или (8).

В качестве примера приравняем выражения (6) и (7).

$$\frac{4L}{\pi d^2 E} + (0,4 - 1,11d)10^{-9} = \frac{4(L + 0,28d)}{\pi d^2 E}.$$

При $E = 10^{11}$ МПа получим

$$(0,4 - 1,11d) - 0,36 \cdot 10^{-2} / d = 0.$$

Решение квадратного уравнения

$$d^2 - 0,36d + 0,32 \cdot 10^{-2} = 0$$

дает два значения диаметра болта $d = 10$ мм и $d = 350$ мм. Первое значение для резьбы с шагом 6 мм неприемлемо. Следовательно, использовать выражение (7) можно только при одном значении диаметра болта.

Для оценки отличия результатов, полученных при применении выражений (6) и (7), рассмотрим отношение значений этих выражений при $E = 10^{11}$ Па

$$\frac{4L + \pi d^2 (0,4 + 1,11d)10^2}{4(L + 0,28d)} = \frac{\lambda_{б.э}}{\lambda_{б.т}} \quad (9)$$

для $d = 0,068 - 0,18$ м и $L = 0,1; 0,2$ и $0,3$ м.

Проведенный анализ показал, что погрешность уменьшается с увеличением длины болта и увеличивается с увеличением его диаметра. Для болта М68 с увеличением длины болта от 0,1 до 0,3 м погрешность уменьшается от 2,28 до 1,47. При длине болта 0,3 м увеличение его диаметра от М68 до М180 приводит к увеличению погрешности от 1,47 до 4,4.

Подобный анализ с использованием выражения (10) выполнен и для болтов М16 – М48 с резьбой, шаг которой 2,0 мм.

$$\frac{4L + \pi d^2 10^2 (0,8 - 12,04d)}{4(L + 0,28d)} = \frac{\lambda_{б.э}}{\lambda_{б.т}} \quad (10)$$

Для болта М48 увеличение длины болта от 0,1 до 0,3 м уменьшает погрешность от 1,37 до 1,2. При изменении диаметра болта от М16 до М48 при $L = 0,2$ м погрешность увеличивается от 1,1 до 1,3.

Проведенный анализ показал, что для резьбы с малым шагом ($P = 2,0 - 2,5$ мм) вполне приемлемо использование выражения (7) и (8) для определения осевой податливости болтов и шпилек. При больших значениях шага резьбы (анализ выполнен при шаге 6 мм), ввиду возникающих повышенных погрешностей, целесообразно определять податливость по выражению (1), используя значение податливости стержня болта или шпильки (2)) и известную (определенную экспериментально) податливость резьбы в сопряжении «болт – гайка».

Список литературы

1. Иосилевич, Г. Б. Затяжка и стопорение резьбовых соединений / Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Ю. В. Шарловский. – М. : Машиностроение, 1985. – 224 с.
2. Продан, В. Д. Исследование осевой податливости резьбы / В. Д. Продан, В. П. Клюс // Машиноведение. – 1980. – № 6. – С. 57 – 63.

3. Продан, В. Д. Герметичность оборудования, эксплуатируемого под давлением рабочей среды / В. Д. Продан. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. – 280 с.

4. Погодин, В. К. Разъемные соединения. Технология применения в оборудовании под избыточным давлением. В 2 кн. Кн. 1. Проектирование / В. К. Погодин. – Братск : Изд-во Братского гос. ун-та, 2013. – 366 с.

Improving the Axial Compliance Coefficient of the Threaded Element of Releasable Connection

V. D. Prodan¹, G. V. Bozhko¹, A. V. Vasilyev², M. S. Fokina¹

“Moscow State Engineering University (MAMI)”,
Moscow, Russia (1); hitema@npp-htm.ru;
JSC “Scientific-Research and Design Institute of Attroupeiment
and Organic Synthesis Products” (JSC “GIAP”), Moscow, Russia (2)

Keywords: axial yield; bolt; nut; stud; stud bolt; thread.

Abstract: The paper described the values and the expressions of experimentally tested axial compliance of a thread with a step of 2 and 6 mm in the diameter range of the bolt M16 – M180 when pairing the nut and the stud bolt. The comparison of the axial compliance values for the same bolts using the existing expressions obtained theoretically was made. The conclusions about their applicability were drawn. The analysis of their applicability for the calculation of a simplified expression specified in GOST R 52857.4–2007 confirmed that these expressions could be used only for threads with a small step.

References

1. Iosilevich G.B., Stroganov G.B., SHarlovskij Yu.V. *Zatyazhka i stoporenie rez'bovyh soedinenij* [Tightening and locking threaded connections], Moscow: Mashinostroenie, 1985, 224 p. (In Russ)

2. Prodan V.D., Klyus V.P. [Research axial compliance thread], *Mashinovedenie* [Machine Science], no. 6, 1980, pp. 57-63. (In Russ)

3. Prodan V.D. *Germetichnost' oborudovaniya, ehkspluatiruemogo pod davleniem rabochej sredy* [The tightness of equipment operating under pressure working environment.], Tambov: Izdatel'stvo FGBOU VPO «TGTU», 2012, 280 p. (In Russ)

4. Pogodin V.K. *Raz'emnye soedineniya. Tekhnologiya primeneniya v oborudovanii pod izbytochnym davleniem* [Plug-in connection. The technology used in pressurized equipment], vol. 1 of 2 [Proektirovanie], Bratsk: Izdatel'stvo Bratskogo gosudarstvennogo universiteta, 2013, 366 p. (In Russ)

Präzisierung des Koeffizienten der axialen Nachgiebigkeit des Gewindeelementes der lösbaren Verbindungsstelle

Zusammenfassung: Es sind die Bedeutungen der experimental geprüften axialen Nachgiebigkeit des Gewindes mit dem Schritt von 2 und 6 mm im Umfang des Durchmessers des Bolzens von M16 – M180 bei der Kupplung „der Kern des Bolzens –

die Mutter“ angeführt. Es ist die Analyse der Verwendung für die Berechnung der Nachgiebigkeit der in GOST R 52857.4–2007 vereinfachten vorgebrachten Formel erfüllt.

Précision du coefficient axial de l'élasticité d'un élément de filetage de l'ensemble de raccord

Résumé: Sont présentées les valeurs de l'élasticité axiale vérifiée expérimentalement du filetage avec un pas de 2 et de 6 mm dans la gamme du diamètre du boulon M16 – M180 lors de l'accordement écrou – tige du boulon ainsi que les expressions reçues expérimentalement pour sa définition. Est effectuée la comparaison des valeurs de l'élasticité axiale pour les mêmes boulons selon les expressions connues reçues théoriquement. Sont faites des conclusions sur leur applicabilité. Est effectuée une analyse de l'applicabilité pour le calcul de l'élasticité de l'expression simplifiée figurant dans la norme d'état R 52857.4–2007 qui prescrit qu'il faut utiliser ces expressions seulement lors du filetage au petit pas.

Авторы: *Продан Василий Дмитриевич* – доктор технических наук, профессор кафедры «Процессы и аппараты химической технологии»; *Божко Григорий Вячеславович* – доктор технических наук, профессор центра проектной деятельности, ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва, Россия; *Васильев Александр Васильевич* – заместитель генерального директора ОАО «Научно-исследовательский и проектный институт азотной промышленности и продуктов органического синтеза» (ОАО «ГИАП»), г. Москва, Россия; *Фокина Мария Сергеевна* – кандидат технических наук, доцент центра проектной деятельности, ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва, Россия.

Рецензент: *Лагуткин Михаил Георгиевич* – доктор технических наук, профессор кафедры «Аппаратурное оформление и автоматизация технологических процессов», ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва, Россия.
