

УДК 621.75

DOI:10.46960/62045_2020_4_15

Е.А. Миронова, В.С. Леонтьева
ОБОСНОВАНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ МОМЕНТОВ ЗАТЯЖКИ
РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ СБОРКЕ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ
ГАЙКОВЕРТАМИ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ

Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева
Ковров, Россия

Показана актуальность применения технологии сборки с использованием резьбовых соединений на основе многошпindelных гайковертов, а также необходимость обеспечения требуемой точности сборки. Представлена кинематическая схема двухшпindelного гайковерта на основе муфты предельного момента и дифференциального механизма. Проведен анализ погрешностей, возникающих при работе многошпindelного гайковерта. Обоснована и вычислена точность моментов затяжки при сборке резьбовых деталей транспортных средств многошпindelными гайковертами на основе дифференциальных механизмов. Рассчитаны значения относительных погрешностей.

Ключевые слова: гайковерт, муфта предельного момента, дифференциальный механизм, погрешность момента затяжки, резьбовые детали.

Сборка – одна из наиболее ответственных и трудоемких операций в машиностроении и транспортном производстве. Именно от нее в значительной степени зависит долговечность, надежность и точность работы как отдельных механизмов, так и машин в целом. Для скрепления узлов и деталей изделий широко применяются резьбовые соединения. На качество сборки в значительной степени влияют погрешности, возникающие при работе завинчивающего устройства. Для скрепления деталей и узлов групповыми резьбовыми соединениями в автоматизированном производстве применяют технологию сборки на основе многошпindelных гайковертов. Для обеспечения необходимой точности сборки и герметичности элементов на чертеже общего вида в технических требованиях задают диапазоны изменения моментов затяжки резьбовых соединений. Так, например, для обеспечения плотности стыков при закреплении крышек на шатунах и крышек на коленчатых валах для растачивания отверстий под подшипники, а также при окончательной сборке с подшипниками, в технических требованиях задают диапазоны изменения моментов затяжки резьбовых соединений.

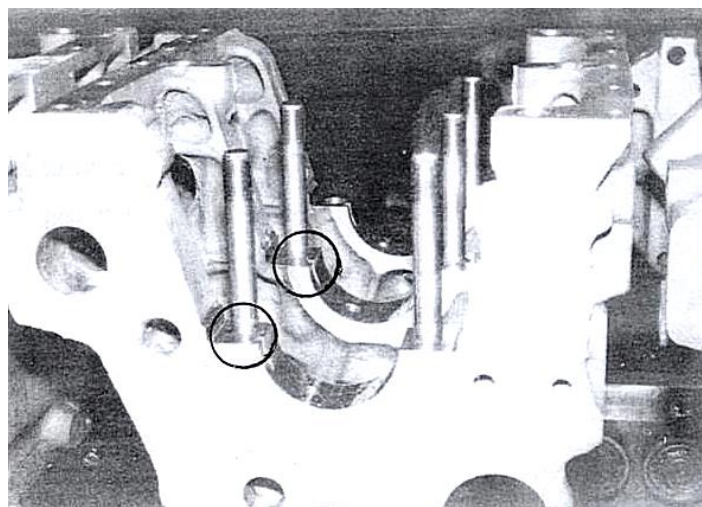


Рис. 1. Картер двигателя

При креплении крышек под подшипники коленчатых валов задают диапазон изменения моментов затяжки в пределах 262-294 (Н·м), что составляет 10,88 % от номинального значения (рис. 1), для болтов крепления корпуса бортовой передачи трактора аналогичный диапазон 245-274 (Н·м), что составляет 10,58 % от номинала (рис. 2).

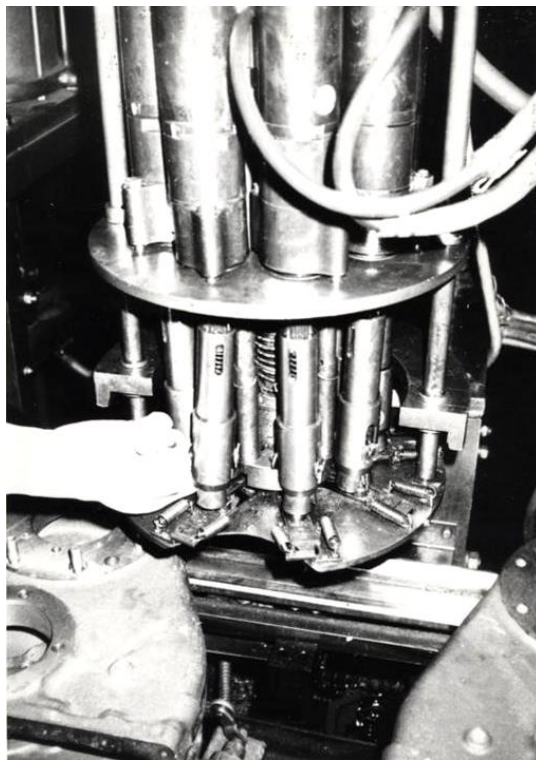


Рис. 2. Бортовая передача трактора

Для обеспечения герметичности при закреплении крышек головок цилиндров моменты затяжки задаются в пределах 245-284,3 (Н·м). Погрешность моментов затяжки составляет 10,27 % (рис. 3).

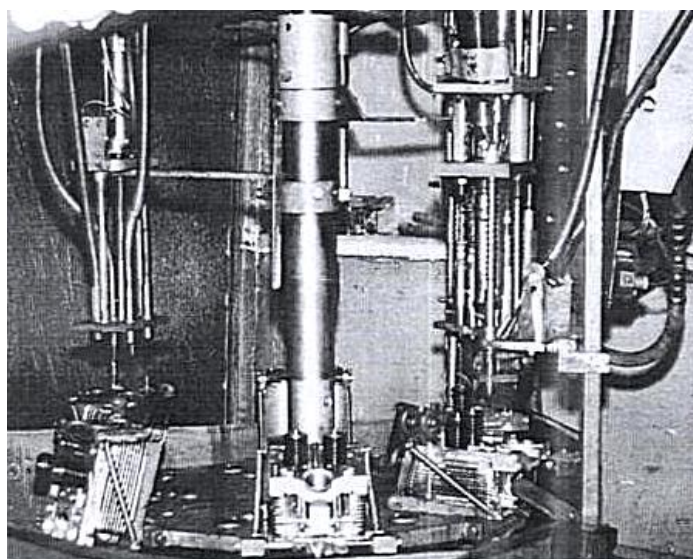


Рис. 3. Двух- и четырехшпindleвое завинчивающее устройство для автоматизированного переналаживаемого комплекса сборки головки цилиндра тракторного двигателя

Обоснуем погрешности моментов затяжки резьбовых деталей на примере гайковерта с дифференциальным механизмом, рассмотренном в [1]. Устройство состоит из электродвигателя, планетарного редуктора, муфты предельного момента, дифференциального механизма, зубчатых передач и шпинделей (рис. 4).

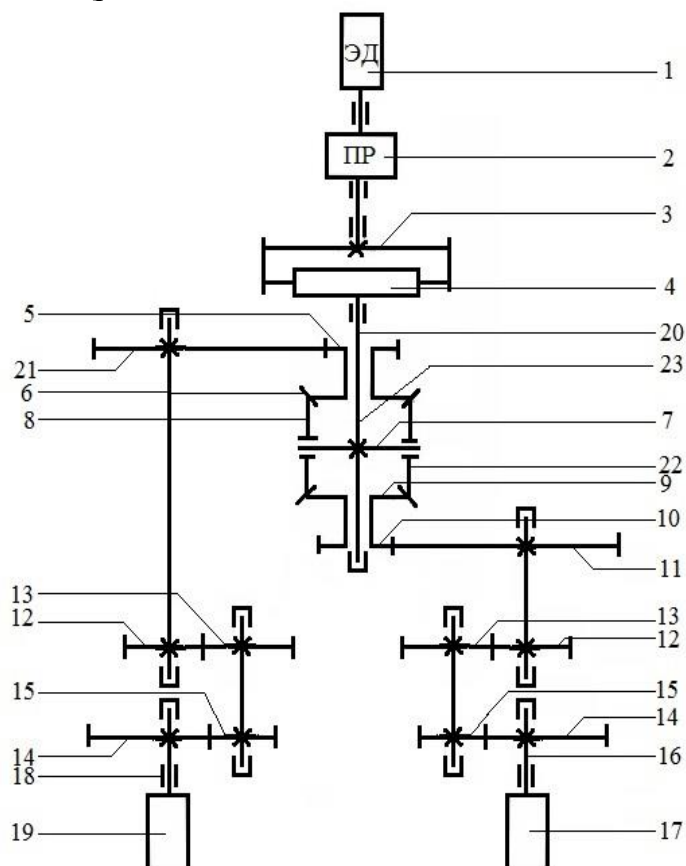


Рис. 4. Двухшпиндельный гайковерт на основе муфты предельного момента и дифференциального механизма

От электродвигателя 1 вращение передается через планетарный редуктор 2 на муфту предельного момента с полу-муфтами 3, 4, а затем на ось дифференциального механизма, где движение разделяется на два. Первое вращение: через ось 20 дифференциала, которая жестко связана с осью 7 сателлита 8, передается на сдвоенную шестерню 5, 6, взаимодействующую с колесом 21 и далее через зубчатые передачи 12, 13 и 14, 15 на шпиндель 18 к патрону 19. Второе вращение: от оси 20 через ось 7 на сателлит 22 передается сдвоенной шестерне 9, 10, взаимодействующую с колесом 11, а затем через зубчатые передачи 12, 13 и 14, 15 на шпиндель 16 к патрону 17. Как только суммарный момент сопротивления вращению будет равен моменту срабатывания муфты предельного момента, гайковерт остановится. Хотя рассматриваемый гайковерт имеет только одну ветвь вращения, процесс сборки при этом можно разделить на два этапа: предварительный (этап завинчивания) и окончательный (этап затяжки). Погрешности, возникающие при работе многошпиндельного гайковерта, разделяются на систематические и случайные, а также на кинематические и динамические. Рассмотрим эти погрешности подробно.

1. Погрешность моментов затяжки от нестабильности вращения двигателя возникает как на предварительном, так и на окончательном этапе. Эта погрешность, согласно [2], составляет 15 % от величины момента на входе в муфту предельного момента. Таким образом, $\delta M_{дв} = 0,15M_{вх}$, что составляет 1,9 % от номинального значения.

2. Погрешность момента затяжки от нестабильности трения в шарнирах механизма завинчивающих устройств, которая появляется в момент завинчивания и предварительной затяжки и определяется следующим образом:

$$\sum_{j=1}^n M_{\text{тр}} = \sum_{j=1}^n \sigma_j f r_j i_j, \quad (1)$$

где σ_j – вес j -го элемента; f – коэффициент трения; r_j – радиус оси вращения j -го элемента; i_j – передаточное отношение от шарнира до оси вращения шпинделя. Учитывая, что вес элементов механизма мал и нанесена смазка на шарнир, то указанной погрешностью можно пренебречь, т.е., считаем, что $\delta M_{\text{ш}} \equiv 0$.

3. Погрешность момента затяжки от кинематической погрешности в зубчатых передачах имеет место на обоих этапах затяжки и, согласно [3], находится из выражения:

$$\delta \varphi_{\text{к}} = 4,8 \cdot \sum_{j=1}^n \frac{F'_{\text{тр}j}}{z_j m_j i_{jn}}, \quad (2)$$

где $F'_{\text{тр}j}$ – допустимое значение кинематической погрешности для j -го цилиндрического прямозубого колеса, определяемого по ГОСТу (мкм); z_j – число зубьев j -го колеса; m_j – модуль зацепления j -го колеса; i_{jn} – передаточное отношение от j -го звена к n -ому.

В свою очередь, погрешность осевой силы затяжки от погрешности угла поворота шпинделя гайковерта, согласно [4], имеет вид:

$$\delta Q_{\text{к}} = \frac{\delta \varphi_{\text{к}} F_{\text{б}} E_{\text{б}} p}{2\pi l_{\text{б}}}, \quad (3)$$

где $F_{\text{б}}$ – площадь сечения болта; $E_{\text{б}}$ – модуль упругости материала болта; p – шаг резьбы; $l_{\text{б}}$ – длина растягиваемой части болта.

Погрешность момента затяжки рассчитываем по формуле [1]:

$$\delta M_{\text{к}} = \delta Q_{\text{к}} \left[\frac{\mu_{\text{т}}}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} + \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg} \left(\frac{p}{\pi d_2} + \rho \right) \right], \quad (4)$$

где $\mu_{\text{т}}$ – коэффициент трения на торце головки болта; D – наружный диаметр опорной поверхности головки болта; d_0 – диаметр тела болта; d_2 – средний диаметр резьбы; ρ – угол трения в резьбе.

В результате расчетов погрешность момента затяжки в этом случае составила менее 0,001 % от номинального значения.

4. Динамическая погрешность момента затяжки от нестабильности моментов сопротивления в кинематических цепях дифференциального механизма возникает на этапе предварительной затяжки резьбового соединения. Эта погрешность связана со срабатыванием дифференциального механизма и, согласно [4], составляет около 15 % от момента сопротивления в резьбовом соединении.

5. Погрешность момента затяжки от нестабильности сопротивления в резьбе возникает как на предварительном, так и на окончательном этапах затяжки. Момент затяжки, согласно [3], определяется формулой:

$$M = Q \left[\frac{\mu_{\text{т}}}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} + \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg} \left(\frac{p}{\pi d_2} + \rho \right) \right]. \quad (5)$$

Полный его дифференциал запишется в виде:

$$\Delta M = \frac{\partial M}{\partial Q} \Delta Q + \frac{\partial M}{\partial \mu_{\text{т}}} \Delta \mu_{\text{т}} + \frac{\partial M}{\partial D} \Delta D + \frac{\partial M}{\partial d_0} \Delta d_0 + \frac{\partial M}{\partial d_2} \Delta d_2 + \frac{\partial M}{\partial p} \Delta p + \frac{\partial M}{\partial \rho} \Delta \rho.$$

Вычислим составляющие погрешности в резьбе:

$$\delta M_Q = \frac{\partial M}{\partial Q} \Delta Q = \left[\frac{\mu_{\text{т}}}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} + \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg} \left(\frac{p}{\pi d_2} + \rho \right) \right] \Delta Q;$$

$$\delta M_{\mu_{\text{т}}} = \frac{\partial M}{\partial \mu_{\text{т}}} \Delta \mu_{\text{т}} = \frac{Q}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \Delta \mu_{\text{т}};$$

$$\delta M_D = \frac{\partial M}{\partial D} \Delta D = \frac{Q \mu_{\text{т}}}{3} \cdot \frac{D^2 + 2D d_0}{(D + d_0)^2} \Delta D;$$

$$\delta M_{d_0} = \frac{\partial M}{\partial d_0} \Delta d_0 = \frac{Q \mu_{\text{т}}}{3} \cdot \frac{d_0^2 - D^2 + 2D d_0}{(D + d_0)^2} \Delta d_0;$$

$$\begin{aligned}\delta M_{d_2} &= \frac{\partial M}{\partial d_2} \Delta d_2 = \frac{Q}{2} \left[\operatorname{tg} \left(\frac{p}{\pi d_2} + \rho \right) - \frac{p}{\pi d_2 \cos^2 \left(\frac{p}{\pi d_2} + \rho \right)} \right] \Delta d_2; \\ \delta M_p &= \frac{\partial M}{\partial p} \Delta p = \frac{Q}{2\pi \cos^2 \left(\frac{p}{\pi d_2} + \rho \right)} \Delta p; \\ \delta M_\rho &= \frac{\partial M}{\partial \rho} \Delta \rho = \frac{Q d_2}{2 \cos^2 \left(\frac{p}{\pi d_2} + \rho \right)} \Delta \rho.\end{aligned}$$

На этапе завинчивания погрешность момента затяжки от нестабильности в резьбе имеет вид:

$$\delta M_{p,\pi} = \sqrt{(\delta M_{d_2})^2 + (\delta M_p)^2 + (\delta M_\rho)^2} \quad (6)$$

и составляет около 0,95 % от номинального значения.

На этапе затяжки погрешность момента определим по формуле:

$$\delta M_{\text{рез}} = \sqrt{\delta M_Q^2 + \delta M_{\mu_t}^2 + \delta M_D^2 + \delta M_{d_0}^2 + \delta M_{d_2}^2 + \delta M_p^2 + \delta M_\rho^2}, \quad (7)$$

что составляет около 32 % от номинального значения момента затяжки и соответствует выводам в работах [2,3]. Однако за счет дифференциального механизма, который срабатывает при 15 % разности моментов на шпинделях, происходит компенсация погрешности в резьбе на окончательном этапе, т.е. $\delta M_{p,0} = 0,15 \cdot \delta M_{\text{рез}}$, и составляет 4,8 % от номинала.

6. Погрешность момента затяжки от нестабильности скорости вращения шпинделя в момент начала затяжки и различия приведенных моментов инерции, возникающая на окончательном этапе затяжки. Момент сил инерции запишется в виде:

$$M_{\text{ин}} = J_z \cdot \varepsilon, \quad (8)$$

где J_z – приведенный момент инерции к оси шпинделя относительно оси вращения; ε – угловое ускорение.

Погрешность момента затяжки от нестабильности скорости вращения шпинделя, согласно [3], равна:

$$\delta M_\omega = J_z \left(\frac{\omega_{\delta 1}^2}{2\varphi} - \frac{\omega_{\delta 2}^2}{2\varphi} \right). \quad (9)$$

Погрешность момента затяжки от различия приведенных моментов инерции определим по формуле:

$$\delta M_J = \Delta J \cdot \frac{\omega^2}{2\varphi}. \quad (10)$$

Суммарная погрешность момента затяжки от нестабильности скорости и различия приведенных моментов инерции к оси шпинделя, примет вид:

$$\delta M_{\omega,J} = \sqrt{\delta M_\omega^2 + \delta M_J^2}. \quad (11)$$

Значение найденной погрешности составляет около 1,7 % от номинального значения.

7. Погрешность момента затяжки от нестабильности срабатывания муфты предельного момента возникает на этапе окончательной затяжки. Момент срабатывания муфты предельного момента, согласно [5] определяется по формуле:

$$M_{\text{МПМ}} = \frac{Q_B(D_0 + D_1)}{2 \left[f' \frac{D_0 + D_1}{2d} + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi') \right]}, \quad (12)$$

где Q_B – осевая сила на входе в муфту предельного момента; D_0 – наружный диаметр муфты; D_1 – внутренний диаметр муфты; f' – коэффициент трения; d – диаметр вала муфты; α – угол скоса зубьев; φ' – угол трения.

Полный дифференциал запишется в виде:

$$\Delta M = \frac{\partial M_{\text{МПМ}}}{\partial Q_B} \Delta Q_B + \frac{\partial M_{\text{МПМ}}}{\partial D_0} \Delta D_0 + \frac{\partial M_{\text{МПМ}}}{\partial D_1} \Delta D_1 + \frac{\partial M_{\text{МПМ}}}{\partial d} \Delta d + \frac{\partial M_{\text{МПМ}}}{\partial f'} \Delta f' +$$

$$+ \frac{\partial M_{\text{МПМ}}}{\partial \alpha} \Delta \alpha + \frac{\partial M_{\text{МПМ}}}{\partial \varphi'} \Delta \varphi'$$

Вычислим погрешность момента затяжки от нестабильности срабатывания муфты предельного момента по формуле:

$$\delta M_{\text{МПМ}} = \sqrt{\delta M_{Q_B}^2 + \delta M_{D_0}^2 + \delta M_{D_1}^2 + \delta M_d^2 + \delta M_{f'}^2 + \delta M_{\alpha}^2 + \delta M_{\varphi'}^2}. \quad (13)$$

Она составляет 17,5 % от номинала. Но, учитывая настройку муфты предельного момента, погрешность момента затяжки от нестабильности срабатывания муфты составит $\pm 2,5$ % от номинального значения, т.е., $\delta M_{\text{МПМ.0}} = 0,05 \cdot M_3$.

Исходя из представленных расчетов, погрешности на предварительном и окончательном этапах затяжки примут вид:

$$\delta M_{\text{пр}} = \sqrt{\delta M_{\text{дв}}^2 + \delta M_{\text{ш}}^2 + \delta M_{\text{к}}^2 + \delta M_{\text{р.п}}^2}; \quad (14)$$

$$\delta M_{\text{ок}} = \sqrt{\delta M_{\text{дв}}^2 + \delta M_{\text{ш}}^2 + \delta M_{\text{к}}^2 + \delta M_{\omega, J}^2 + \delta M_{\text{р.о}}^2 + \delta M_{\text{МПМ.0}}}. \quad (15)$$

На суммарную погрешность момента затяжки влияет также и погрешность момента от настройки гайковерта, которая составляет 2 % от номинала, т.е., $\delta M_{\text{нг}} = 0,02 \cdot M_3$.

Окончательно, суммарную погрешность вычислим по формуле:

$$\delta M_{\Sigma} = \sqrt{\delta M_{\text{пр}}^2 + \delta M_{\text{ок}}^2 + \delta M_{\text{нг}}}, \quad (16)$$

что составляет 12,6 % от номинального значения.

Таким образом, обоснованы погрешности моментов затяжки, возникающие при работе многошпиндельного гайковерта, а также рассчитаны значения относительных погрешностей.

Библиографический список

1. Миронова, Е.А. Адаптивная затяжка групповых резьбовых соединений по моменту // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2015. № 5. С. 17-19.
2. Житников, Б.Ю. Методология разработки универсальных, высокоточных, многошпиндельных завинчивающих устройств нового класса: монография / Б.Ю. Житников, А.Л. Симаков; под общ. ред. Ю.З. Житникова. – Ковров: КГТА, 2002. – 216 с.
3. Воркуев, Д.С. Разработка семейства высокоточных многошпиндельных гайковертов нового класса на основе одного привода: монография / Д.С. Воркуев, Ю.З. Житников; под общ. ред. Ю.З. Житникова. – М.: Машиностроение, 2009. – 204 с.
4. Иосилевич, Г.Б. Затяжка и стопорение резьбовых соединений / Г.Б. Иосилевич, Г.Б. Строганов, Ю.В. Шарловский. – М.: Машиностроение, 1985. – 244 с.
5. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
6. Миронова, Е.А. Обеспечение стабильности затяжки резьбовых соединений многошпиндельными гайковертами с пассивной адаптацией по моменту // Вестник Брянского государственного технического университета. 2016. № 2 (50). С. 129-131.
7. Житникова, И.В. Повышение точности затяжки резьбовых соединений путём разработки одношпиндельных гайковертов прямого и ударного действия: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Специальность: 05.02.08 – Технология машиностроения / И.В. Житникова. – Ковров: Ковровская государственная технологическая академия имени В.А. Дегтярева, 2012.