

УДК 621.814

Ніколайчук В. В., к.т.н., викладач Технічного коледжу НУВГП, Тимейчук О. Ю., к.т.н., доцент (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне)

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЕТАЛЕЙ З'ЄДНАННЯ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ

Розроблена методика розрахунку раціональних параметрів нових з'єднань змінної жорсткості. Визначені раціональні параметри деталей в залежності від величини навантаження, матеріалів, технологічних і експлуатаційних вимог.

Ключові слова: втулка, деталь, жорсткість, матеріал.

В сучасних машинах застосовуються широковідомі з'єднання деталей постійної жорсткості, однак вони не можуть компенсувати неточності монтажу, зменшувати вібрації в механізмах, що негативно впливає на їх довговічність і надійність.

З'єднання змінної жорсткості виконують, поряд з кінематичними і силовими зв'язками, ще такі функції: компенсацію неспіввісності валів, зменшення вібрацій, що позитивно впливає на довговічність деталей. Передача руху такими з'єднаннями відбувається плавніше, що так само позитивно впливає на роботу механізмів, і тому має істотне значення для різних галузей машинобудування. Також доцільним є використання цих з'єднань в якості підвісок, віброізоляторів і пружних муфт.

Навантажувальна здатність таких з'єднань залежить від матеріалу деталей, габаритів, умов складання, експлуатаційних чинників. Тому при проектуванні з'єднань необхідний уточнений розрахунок геометричних параметрів.

Проблема розробки нових конструкцій з'єднань змінної жорсткості раніше була мало актуальною, про що свідчить відсутність публікацій. Серед найновіших робіт у цьому напрямі слід відзначити [7-10].

Метою наших досліджень є обґрунтування геометричних параметрів деталей нових конструкцій з'єднань змінної жорсткості. Детальний опис будови та принципу роботи цих з'єднань наведений в працях [1-6].

В даній роботі розглянуто розрахунок геометричних параметрів деталей з'єднання [6].

Запропонована конструкція з'єднання направлена на поетапну зміну жорсткості за рахунок послідовної передачі крутного моменту від вала до регулювальної втулки і трубок, що призводить до покращення роботи машини, при застосуванні такого з'єднання, наприклад, в якості підвіски транспортного засобу.

Поставлена задача вирішується тим, що в з'єднанні змінної жорсткості, що містить вал, регулювальну втулку, трубку, зубчасте колесо; вал розміщено в трубці, в якій на торці виконані шліци, на трубці встановлено додаткову трубку, які разом з регулювальною втулкою з'єднані між собою через шліци шпонкою, а на зубчастому колесі закріплена контргайка, яка з'єднана різьбою з опорною втулкою з можливістю дистанційного переміщення регулювальної втулки в осьовому напрямі.

Таке поєднання елементів з'єднання забезпечує поетапну передачу крутного моменту за рахунок послідовного включення в роботу спочатку вала, а потім регулювальної втулки і трубок, тобто на заключному етапі роботи, всіх деталей з'єднання.

На рис. 1 зображений загальний вигляд з'єднання змінної жорсткості.

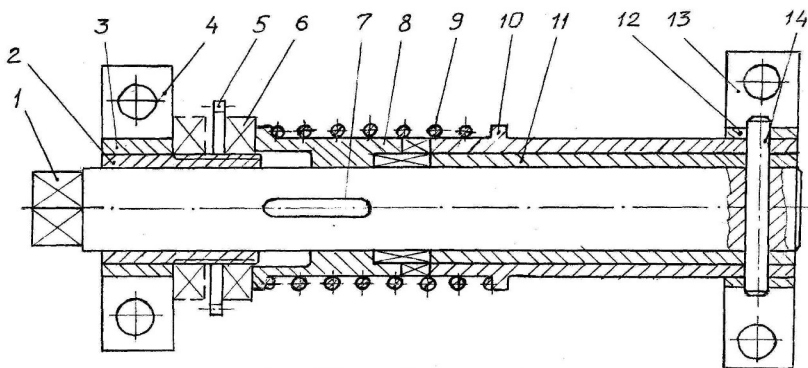


Рис. 1. З'єднання змінної жорсткості

Пристрій складається з 1 суцільного вала, втулки опорної 2, скоби 3, опори 4, зубчастого колеса 5 і контргайки 6. Шпонка 7 з'єднує вал 1 з регулювальною втулкою 8, на поверхні якої розміщена пружина стиску 9. На вал 1 надіті трубки 10, 11, скоба 12 приєднані до опори 13 штифтом 14.

З'єднання змінної жорсткості працює таким чином: при обертанні вала 1 навколо своєї осі, закручується регулювальна втулка 8, а після вибору бокових зазорів між втулкою 8 і трубками 10, 11, закручує та-

кож їх, що змінює жорсткість з'єднання на заключному етапі його роботи.

Регулювання жорсткості з'єднання виконується так: при загвинчуванні контргайки 6 вправо стискується пружина стиску 9 і переміщає регулювальну втулку 8 в осьовому напрямі, таким чином зачеплює через шліци регулювальну втулку 8 і трубки 10 і 11, в результаті рух від вала 1 передається через шпонку 7 до регулювальної втулки 8 і трубок 10, 11, що призводить до збільшення жорсткості з'єднання; при загвинчуванні контргайки 6 вліво переміщається також пружина стиску і виводить із зачеплення регулювальну втулку 8 з трубок 10 і 11, в результаті рух передається лише валом 1, що зменшує жорсткість колеса 5 можна дистанційно керувати процесом зміни жорсткості з'єднання.

Регулювання жорсткості з'єднання додатково виконується шляхом вибору зазорів в шліцьовому з'єднанні.

Виготовити надійну конструкцію з'єднання змінної жорсткості можна, вибравши відповідні матеріали деталей з'єднання та його конструктивні розміри на основі оптимальних методів розрахунків.

Для обґрунтування геометричних параметрів цього з'єднання необхідно розв'язати задачу розподілу навантажень між деталями з'єднання. Із врахуванням фізичних процесів, які відбуваються при роботі з'єднання, визначимо долі крутних моментів, що сприймаються складовими механізми, з таким припущенням: кути закручування регулювальної втулки і трубок рівні в місці їх з'єднання (рис. 2)

$$\varphi_6 = \varphi_{6m} = \varphi_{mp1} = \varphi_{mp2} \quad (1)$$

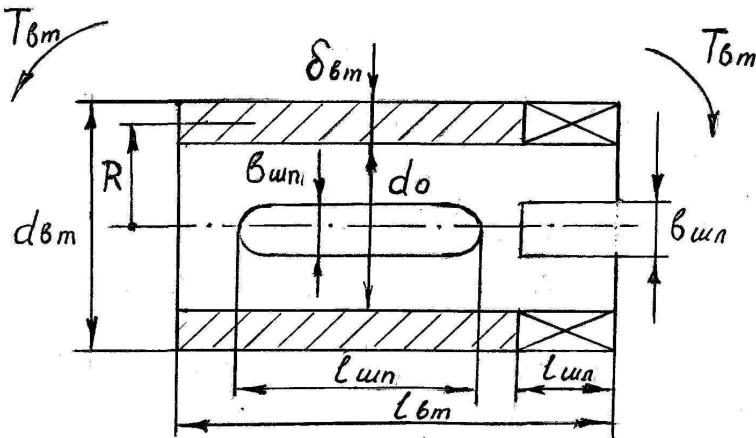


Рис. 2. Розрахункова схема регулювальної втулки

Звідси отримаємо:

$$\frac{T_{\epsilon}}{C_{\epsilon}} = \frac{T_{\epsilon m}}{C_{\epsilon m}} = \frac{T_{mp1}}{C_{mp1}} = \frac{T_{mp2}}{C_{mp2}}, \quad (2)$$

де $T_{\epsilon}, T_{\epsilon m}, T_{mp1}$ – відповідні складові сумуючого крутного моменту T_{Σ} ; $C_{\epsilon}, C_{\epsilon m}, C_{mp1}$ – жорсткості деталей при крученні.

Із даних виразів, після математичних перетворень, отримаємо такі залежності:

$$T_{\epsilon} = \frac{T_{\Sigma} \cdot C_{\epsilon}}{C_{\epsilon} + C_{\epsilon m}}; \quad T_{\epsilon m} = \frac{T_{\Sigma} \cdot C_{\epsilon m}}{C_{\epsilon m}}, \quad (3^*)$$

$$T_{mp1} = \frac{T_{\Sigma} \cdot C_{mp1}}{C_{\epsilon} + C_{\epsilon m}}; \quad T_{mp2} = \frac{T_{\Sigma} \cdot C_{mp2}}{C_{\epsilon} + C_{\epsilon m}}. \quad (3^{**})$$

Розрахунки втулки виконуємо за трьома умовами:

1. Умова міцності:
$$\tau_{кр} = \frac{T_{\epsilon m}}{W_{\rho}} \leq [\tau_{кр}]. \quad (4)$$

2. Умова жорсткості:
$$\varphi = \frac{T_{\epsilon m} \cdot l_{\epsilon m}}{G \cdot J_{\rho}} \leq [\varphi]. \quad (5)$$

3. Умова витривалості:
$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} + \phi_{\tau} \right) \frac{T_{\epsilon m}}{4\pi R^2 \delta}} \geq [S_{\tau}], \quad (6)$$

де $W_{\rho} = 2\pi R^2 \delta$ – момент опору крученню кільцевого перерізу;

$J_{\rho} = 2\pi R^3 \delta$ – полярний момент інерції кільцевого перерізу; $[\tau_{кр}]$,

$[\varphi]$ – допустимі напруження кручення і кут закручення втулки; $[S_{\tau}]$ –

коефіцієнт запасу витривалості; G – модуль пружності другого роду;

k_{τ} – коефіцієнт, що характеризує вплив концентраторів напружень;

ϵ_{τ} – коефіцієнт, що характеризує вплив абсолютних розмірів попереч-

ного перерізу і матеріалу; ϕ_{τ} – коефіцієнт, що характеризує чутливість

матеріалу до асиметрії циклу напружень; τ_{-1} – межа витривалості кру-

чення матеріалу.

Запишемо дані умови як систему нерівностей у такій формі:

$$\begin{cases} a_1 - b_1 \cdot x^3 \leq 0 ; \\ a_2 \cdot y - b_2 \cdot x^3 \leq 0 ; \\ a_3 \cdot x^3 - b_3 \leq 0 ; \end{cases} \quad (7)$$

де $a_1 = \frac{T_{em}}{2\pi}$; $a_2 = \frac{T_{em}}{2\pi G}$; $a_3 = \frac{4\pi \cdot \tau_{-1}}{\left(\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \phi_{\tau}\right) T_{em}}$;

$b_1 = [\tau_{кр}]$; $b_2 = [\varphi]$; $b_3 = [S_{\tau}]$; $x^3 = h^2 \cdot \delta^3$; $y = \frac{l_{em}}{R}$;

$h = \frac{R}{\delta}$ – безрозмірний параметр .

Розв'язок системи нерівностей такий :

із умови міцності – $x^{(1)} \geq \sqrt[3]{\frac{a_1}{b_1}}$;

із умови витривалості – $x^{(3)} \geq \sqrt[3]{\frac{b_3}{a_3}}$; (8)

із умов жорсткості і міцності – $y^{(1)} \geq \frac{a_1}{b_1} \cdot \frac{b_2}{a_2}$;

із умов жорсткості і витривалості – $y^{(3)} \geq \frac{b_2}{a_2} \cdot \frac{b_3}{a_3}$.

Звідси знайдемо геометричні параметри втулки, із врахуванням розв'язку системи нерівностей та умов складання з'єднання:

$$2R - \delta \geq d_g; \quad l_{em} \geq l_{un} + l_{unl}, \quad (9)$$

товщина – $\delta \geq -\frac{d_g}{4} \pm \sqrt{\left(\frac{d_g}{4}\right)^2 + \frac{4x^3 - 1}{2d_g}}$;

радіус – $R \geq 0,5(d_g + \delta)$; (10)

довжина – $l_{em} \leq R \cdot y_i$.

Розміри трубок (рис. 3) знаходимо за аналогічними залежностям, які отримані при розрахунку параметрів регулювальної втулки, враховуючи такі геометричні обмеження:

$$\begin{aligned} d_{omp1} &\geq d_e; \\ d_{zmp1} &\leq d_{omp2}; \\ \delta_{em} &\geq \delta_{mp1} + \delta_{mp2}, \end{aligned} \quad (11)$$

де d_{omp1} , d_{omp2} – внутрішні діаметри трубок; d_{zmp1} – зовнішній діаметр трубки; δ_{mp1} , δ_{mp2} – товщини трубок.

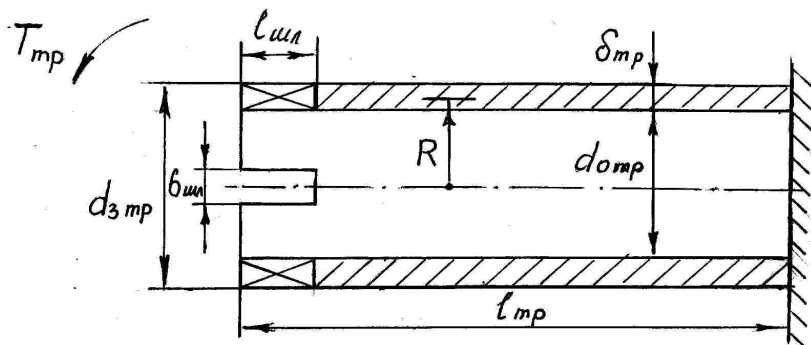


Рис. 3. Розрахункова схема трубки

Розрахунок геометричних параметрів вала виконуємо методами опору матеріалів. Довжини шпонки і шліців знаходимо із умов міцності на зминання їх бокових поверхонь:

$$l_{ши} = \frac{T_i}{R \cdot \epsilon_{ши} \cdot [\sigma_{зм}]}, \quad (12)$$

де T_i – кружний момент прикладений до деталі; $\epsilon_{ши}$ – ширина шпонки (шліців); $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання.

Розглянемо приклад розрахунку геометричних параметрів регулювальної втулки при таких вихідних даних:

$$[\varphi] = 0,25^0; \quad [S_\tau] = 1,5; \quad T_{em} = 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}; \quad G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа (сталь)};$$

$$[\tau_{кр}] = 70 \text{ МПа}; \quad \tau_{-1} = 150 \text{ МПа}; \quad \frac{K_\tau}{\epsilon_\tau} = 2,25; \quad \phi_\tau = 0,1;$$

$$a_1 = 1,6 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}; \quad a_2 = 0,2 \text{ мм}^3; \quad a_3 = 802 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^{-3};$$

$$b_1 = 70 \text{ МПа}; \quad b_2 = \frac{1}{230} \text{ рад}; \quad b_3 = 1,5 .$$

Визначаємо товщину регулювальної втулки за формулою

$$\delta \geq -\frac{20}{4} \pm \sqrt{5^2 + \frac{4 \cdot 229 - 1}{2 \cdot 20}} \geq 1,92 \text{ мм} \approx 2 \text{ мм}.$$

$$\text{Радіус втулки: } R = 0,5 \cdot (20 + 2) = 11 \text{ мм}.$$

Довжину втулки знайдемо з нерівності $l_{\text{вт}} \leq R \cdot y^i$:

$$l_{\text{вт}}^{(1)} = \frac{11 \cdot 1,6 \cdot 10^4}{230 \cdot 70 \cdot 0,2} = 53 \text{ мм}; \quad l_{\text{вт}}^{(3)} = \frac{11 \cdot 1,5 \cdot 10^5}{230 \cdot 802 \cdot 0,2} = 45 \text{ мм}.$$

Приймаємо $l_{\text{вт}} = 45 \text{ мм}$.

Відтак, можна констатувати, що розроблена методика дозволяє знаходити оптимальні геометричні параметри деталей залежно від умов їх роботи, матеріалу та конструктивних особливостей з'єднання змінної жорсткості.

Запропоновані аналітичні залежності (9, 10) мають теоретичне і практичне значення, оскільки дають змогу обґрунтовано вибрати геометричні параметри втулок з'єднання змінної жорсткості з врахуванням конструктивних умов. Отримані залежності (1-8) є науковим підґрунтям для подальших досліджень та розробки нових конструкцій з'єднань змінної жорсткості з необхідним діапазоном зміни жорсткісних параметрів та навантажувальної здатності з метою їх впровадження в машинобудування.

1. Патент України № 38986А, В60G11/50. Підвіска колеса транспортного засобу / Марчук М. М., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В., опубл. 15.01.2004. Бюл. № 1. **2.** Патент України № 4884, В60G11/50. Підвіска колеса транспортного засобу / Марчук М. М., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В., опубл. 15.02.2005. Бюл. № 2. **3.** Патент України № 40776, В60G11/50. Підвіска колеса транспортного засобу / Марчук М. М., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В., опубл. 27.04.2009. Бюл. № 8. **4.** Патент України №64562, В60G11/50. Підвіска колеса транспортного засобу / Малащенко В. О., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В., опубл. 10.11.2011. Бюл. № 21. **5.** Патент України № 71174, В60G11/50. Підвіска колеса транспортного засобу / Малащенко В. О., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В., Данченков Я. В. опубл. 10.07.2012. Бюл. № 13. **6.** Патент України № 84179, В60G11/00. З'єднання змінної жорсткості / В. О. Малащенко, В. М. Ніколайчук, В. В. Ніколайчук, опубл. 10.10.2013. Бюл. № 1. **7.** Малащенко В. О. Оптимізація конструктивних параметрів з'єднань змінної жорсткості транспортних засобів / Малащенко В. О., Ніколайчук В. В.

// Всеукраїнська науково-практична конференція. Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування, м. Херсон. 2012. – С. 105–109. **8.** Ніколайчук В. В. Оптимізація конструктивних параметрів деталей підвісок зі змінною жорсткістю / Ніколайчук В. В., Тимейчук О. Ю. // Вісник НУВГП. Збірник наукових праць. – Вип. 1(49). – Рівне : НУВГП, 2010. – С. 100–110. **9.** Ніколайчук В. М. Методика визначення зведеної жорсткості підвіски з регульованою жорсткістю / Ніколайчук В. М., Тимейчук О. Ю., Ніколайчук В. В. // Вісник НУВГП. Збірник наукових праць. – Вип. 3(51). – Рівне : НУВГП, 2010. – С. 122–129. **10.** Малащенко В. О. Силовий розрахунок деталей з'єднань змінної жорсткості / Малащенко В. О., Тимейчук О. Ю., Ніколайчук В. В. // Вісник НУВГП. Збірник наукових праць. – Вип. 4(64). Рівне : НУВГП, 2013. – С. 269–275.

Рецензент: к.т.н., доцент Лук'янчук О. П. (НУВГП)

**Nikolaichuk V. V., Candidate of Engineering, Lecturer,
Tymeichuk O. Y., Candidate of Engineering, Associate Professor**
(National University of Water Management and Nature Resources Use,
Rivne)

JUSTIFICATION OF RATIONAL PARAMETERS OF DETAILS OF CONNECTION WITH VARIABLE RIGIDITY

The method of calculation of rational parameters of new compounds of connection variable stiffness is done. Rational data parts are determined depending on the load, materials, technical and operational requirements.

Keywords: bushing, detail, hardness, material.

**Николайчук В. В., к.т.н., преподаватель Технического колледжа
НУВХП, Тимейчук О. Ю., к.т.н., доцент** (Национальный
университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно)

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛЕЙ СОЕДИНЕНИЯ ПЕРЕМЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ

Разработана методика расчета рациональных параметров новых соединений переменной жёсткости. Определены рациональные параметры деталей в зависимости от величины нагрузок, материалов, технологических и эксплуатационных условий.

Ключевые слова: втулка, деталь, жёсткость, материал.
