

**МАТЕРІАЛИ 4-ОЇ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ  
КОНФЕРЕНЦІЇ І ВИСТАВКИ „СУЧАСНІ ПРИЛАДИ,  
МАТЕРІАЛИ І ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ НК І ТД  
ПРОМИСЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ” (06–09.12.2005 р.  
м. Івано-Франківськ)**

---

---

УДК 622.242:534-16

**РОЗРАХУНОК НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ  
МУФТОВИХ З’ЄДНАНЬ НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ**

© Савула С.Ф., 2005  
Філія УМГ „Львівтрансгаз”

*Представлені результати досліджень напружено-деформованого стану деталей муфтового з’єднання колони насосно-компресорних труб в умовах кручення. З’єднання розглядається як сполучення товстостінних трубчастих елементів за допомогою муфти через прошарки, що моделюють зони різьби. Приймається припущення, що трубчасті елементи виготовлені з ізотропних матеріалів. Пружні властивості прошарків враховуються на основі гіпотези Вінклера*

Технологічні процеси нагнітання газу в підземне сховище та процеси відбору газу супроводжуються інтенсивними вібраціями експлуатаційної колони (колони насосно-компресорних труб). Особливо небезпечними для монолітності колони є моментні крутильні навантаження, під дією яких в процесі вібрації труби можуть самовільно відкручуватися. Для діагностики напруженого стану і монолітності колони важливо знати характер розподілу напружень і деформацій у матеріалі як самих труб, так і з’єднувальних деталей. Розрахунок муфтових з’єднань колони труб в даний час вивчений недостатньо. Це пов’язано із складним характером процесів деформування елементів конструкцій, а також із складністю полів напружень. Якщо для розрахунку нерухомих з’єднань достатньо розглянути неоднорідний напружено-деформований стан елементів, то у випадку різьбових з’єднань, а, особливо, муфтових з’єднань двох труб з конічною різьбою, адекватним можна вважати лише розрахунок, виконаний з урахуванням взаємних зміщень робочих поверхонь деталей. Цей процес супроводжується складним перерозподілом

об’ємних напружень та складними трибологічними явищами на контактних поверхнях. Природно вважати, що найбільші значення напружень є характерними для країв з’єднань, де найсуттєвіше проявляється концентрація внутрішніх сил. У той же час з’єднання є вузлом конструкції, в якому діагностувати напруження експериментальним шляхом значно важче, ніж на ділянках, віддалених від з’єднання. Тому надзвичайно актуальним питанням є дослідження напружено-деформованого стану елементів з’єднань насосно-компресорних труб (НКТ), особливо при крутильних навантаженнях нижніх ділянок колони.

У сучасному машинобудуванні такі з’єднання, як різьбові, клейові, паяні, зварні, пресові та інші набули широкого застосування. Розрахунок таких з’єднань становить достатньо складну проблему, особливо у випадку, коли механічні вузли працюють в умовах інтенсивних вібронавантажень. Досліджуються найбільші значення як самих напружень, так і градієнтів напружень у таких з’єднаннях [2, 5, 8, 14]. Особливо гостро стоїть проблема розрахунку та оптимального проектування з’єднань труб бурових колон та колон НКТ. Для

розрахунку напружено-деформованого стану тіл складної форми широко застосовуються спрощені моделі елементів – балки, пластини, оболонки [1–10]. Перевага таких моделей полягає у меншому числі параметрів, за допомогою яких описується напружено-деформований стан, що збільшує швидкість обчислювального процесу. Однак, при цьому виникають труднощі спряження різнорідних елементів, наприклад, балки з пластиною, чи пластин або оболонок різної товщини тощо. Значна увага зосереджена на числовій реалізації таких методів. З математичної точки зору загальна тривимірна постановка задачі є досить складною, а у випадку розрахунку муфтових з'єднань треба врахувати ще й складність моделювання окремих трубчастих елементів. Це вказує на те, що розроблення уточнених розрахункових моделей для дослідження напружено-деформованого стану елементів з'єднань колони НКТ має не лише прикладне, а й теоретичне значення.

Незважаючи на постійну увагу до цих питань багатьох дослідників, тему моделювання напружено-деформованого стану і динаміки складних конструкцій, з приділенням уваги з'єднанням як концентраторам напружень та регуляторам вібраційних потоків, не можна вважати вичерпаною як у теоретичному, так і в суто практичному інженерному аспекті.

У даній роботі досліджується напружено-деформований стан деталей муфтового з'єднання колони НКТ в умовах кручення. Схематичне зображення конструкції наведено на рис. 1, де  $r, z, \varphi$  – циліндричні координати;  $M$  – моментне навантаження.

З'єднання розглядається як сполучення товстостінних трубчастих елементів 1 і 2 за допомогою муфти 3 через прошарки 4, 5, що моделюють зону різьби (рис. 2). Припускаємо, що трубчасті елементи виготовлені з ізотропних матеріалів, а пружні властивості прошарків з достатньою точністю відображаються моделлю Вінклера [16]. Напруження в прошарку, згідно з прийнятим припущенням, є пропорційними до різниці зміщень протилежних поверхонь. Класичний підхід [2] є частковим випадком даної розрахункової моделі, коли жорсткість прошарку вважається безмежно великою.

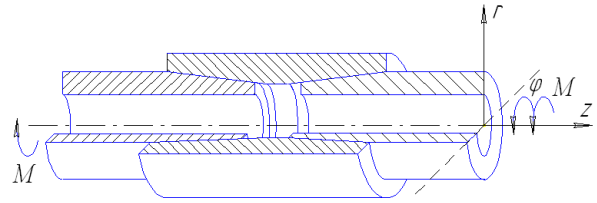


Рис. 1. Схема загального виду з'єднання

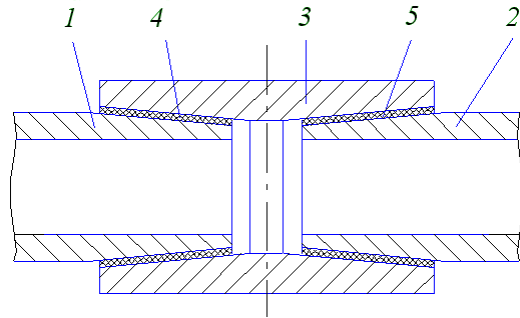


Рис. 2. Розрахункова модель з'єднання

Варіаційне рівняння динамічної рівноваги для кожного елемента з'єднання можна записати у такому вигляді [11,16]:

$$\begin{aligned} \delta I_k = & \int_0^t \left[ \int_0^L \int_{R^-}^{R^+} \int_0^{2\pi} \left[ -\sigma_\varphi + \frac{\partial \tau_{r\varphi}}{\partial \varphi} + R \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} - r\rho \frac{\partial^2 U_r}{dt^2} \right] \delta U_r - \right. \\ & - r\sigma_r \frac{\partial \delta u_r}{\partial r} + \left[ \frac{\partial \sigma_\varphi}{\partial \varphi} + \tau_{r\varphi} + r \frac{\partial \tau_{z\varphi}}{\partial z} - r\rho \frac{\partial^2 u_\varphi}{dt^2} \right] \delta U_\varphi - \\ & - r\tau_{r\varphi} \frac{\partial \delta u_\varphi}{\partial r} + \left[ r \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{z\varphi}}{\partial \varphi} - r\rho \frac{\partial^2 u_z}{dt^2} \right] \delta U_z - \\ & \left. - r\tau_{rz} \frac{\partial \delta u_z}{\partial r} \right] dz dr d\varphi - \int_S (\vec{\sigma}_n - \vec{P}) \delta \vec{U} dS \Big] dt = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

де  $\delta I_k$  – варіація енергії частини  $k$  конструкції (сума енергії деформації та кінетичної енергії);  $t$  – час;  $R^-, R^+$  – внутрішній та зовнішній радіуси елемента;  $L$  – довжина елемента;  $u_z, u_r, u_\varphi$  – переміщення у напрямку відповідних осей;  $\sigma_z, \sigma_r, \sigma_\varphi$  – нормальні напруження на площинках, ортогональних до відповідних осей;  $\tau_{rz}, \tau_{z\varphi}, \tau_{r\varphi}$  – дотичні напруження на цих площинах;  $S$  – навантажена поверхня тіла;  $\vec{\sigma}_n$  – вектор напружень на поверхні тіла;  $\vec{P}$  – вектор зовнішнього поверхневого навантаження;  $\vec{U}$  – вектор переміщень.

В останньому інтегралі (1) наведено скалярний добуток двох векторів – різниці напружень і варіації переміщень. Оскільки дана динамічна контактна задача є достатньо складною, проведемо її

декомпозицію, розділяючи на декілька часткових задач. Як найбільш важливу спершу розглянемо задачу кручення з'єднання у статичній постановці. Обґрунтуванням такої декомпозиції є те, що власні частоти вузла з'єднання становлять десятки тисяч герц [8], а робочий діапазон частот колони НКТ знаходиться в межах 5-30 Гц [15].

Розглянемо кручення кругових товстостінних оболонок, з'єднаних через проміжний пружний шар муфтою (рис. 2). Різьбу подано як основу Вінклера. Використовуючи симетрію задачі, розглядаємо половину з'єднання (рис. 3).

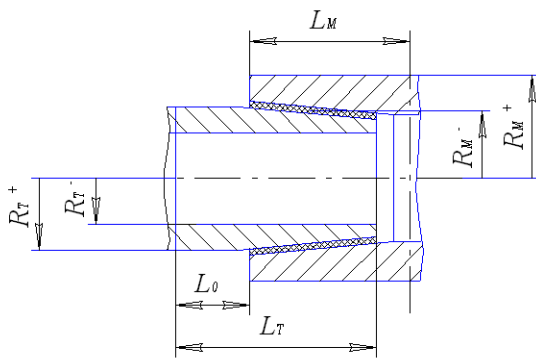


Рис. 3. Редукована розрахункова модель

Варіаційне рівняння (1) для кожної з оболонок запишемо у такій формі:

$$\delta I_k = \int_0^{2\pi} \int_{R^-}^{R^+} \int_0^L \left[ \tau_{r\varphi} + r \frac{\partial \tau_{z\varphi}}{\partial z} \right] \delta u_\varphi - r \tau_{r\varphi} \frac{\partial \delta u_\varphi}{\partial r} dz dr d\varphi - \int_S (\vec{\sigma}_n - \vec{P}) \delta \vec{U} dS = 0.$$

Після інтегрування по частинах для половини муфти та для половини труби відповідно отримаємо [13]:

$$\int_{V_M} (\tau_{r\varphi} \delta \varepsilon_{r\varphi} + \tau_{z\varphi} \delta \varepsilon_{z\varphi}) dV - \int_{S_M} P \delta u_\varphi dS = 0; \quad (2)$$

$$\int_{V_T} (\tau_{r\varphi} \delta \varepsilon_{r\varphi} + \tau_{z\varphi} \delta \varepsilon_{z\varphi}) dV - \int_{S_T} P \delta u_\varphi \cdot dS = 0. \quad (3)$$

Переміщення матеріалу муфти і труби в напрямку координати  $\varphi$  апроксимуємо такими функціями (величини з верхнім індексом  $M$  відносяться до муфти, а з верхнім індексом  $T$  – до труби):

$$u_\varphi^M = u_{ij}^M (R-r)^{(i-1)} z^j; u_\varphi^T = u_{ij}^T (R-r)^{(i-1)} z^{j-1}; \quad (4)$$

$i = 1, 2, \dots, N; j = 1, 2, \dots, M.$

Варіаційне рівняння при крученні буде мати вигляд:

$$\int_{V_M+V_T} (\tau_{r\varphi} \delta \varepsilon_{r\varphi} + \tau_{z\varphi} \delta \varepsilon_{z\varphi}) dV - \int_{S_b} K(u_{\varphi M} - u_{\varphi T}) (\delta u_{\varphi M} - \delta u_{\varphi T}) \cdot dS + \int_{S_f} P \delta u_\varphi^T \cdot dS = 0, \quad (5)$$

де  $K$  – вінклерівський коефіцієнт прошарку, що моделює різьбу;  $\delta u_{\varphi M}, \delta u_{\varphi T}$  – крутильне переміщення відповідно муфти та труби. Зв'язки між деформаціями  $(\varepsilon_{r\varphi}, \varepsilon_{z\varphi})$  і переміщеннями у циліндричних координатах будуть такими:

$$\varepsilon_{r\varphi} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} + r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} u_\varphi \right); \quad \varepsilon_{z\varphi} = \frac{\partial u_\varphi}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \varphi}.$$

У випадку осесиметричного кручення вони запишуться таким чином:

$$\varepsilon_{r\varphi} = r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} u_\varphi \right); \quad \varepsilon_{z\varphi} = \frac{\partial u_\varphi}{\partial z}, \quad (6)$$

оскільки функції  $u_r = u_z = 0$ .

З урахуванням закону Гука

$$\tau_{r\varphi} = G_{r\varphi} \varepsilon_{r\varphi}; \quad \tau_{z\varphi} = G_{z\varphi} \varepsilon_{z\varphi} \quad (7)$$

де  $G_{r\varphi}, G_{z\varphi}$  – коефіцієнти зсуву.

Підставляючи послідовно (4) у (6), (7) і, далі, (6), (7) у (5) та інтегруючи, отримаємо таку систему лінійних алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_\varphi^M \\ u_\varphi^T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_z \end{bmatrix}, \quad (8)$$

записану у матричній формі. Порядок кожної підматриці  $A_{ij} - N \times M$ . Порядок системи буде  $2 \times N \times M$ . Коефіцієнти системи обчислюються інтегруванням степеневих функцій. Наприклад, матриця  $A_{11}$  визначається так.

Перший доданок у об'ємному інтегралі дає наступні складові:

$$\int_{V_M} \tau_{r\varphi} \delta \varepsilon_{r\varphi} dV = \int_0^{L_M} \int_{R_M^-(z)}^{R_M^+(z)} G_{r\varphi} \left( \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} - \frac{u_\varphi}{r} \right) \left( \frac{\partial \delta u_\varphi}{\partial r} - \frac{\delta u_\varphi}{r} \right) r dr dz =$$

$$= \int_0^{L_M} \int_{R_M^-(z)}^{R_M^+(z)} G_{r\varphi} (i-2)(k-2) r^{i+k-4} r dr \left( z^{j+i} \right) dz \bullet u_{ij}^M \delta u_{kl}^M. \quad (9)$$

Тут прийнято сумування Айнштайна  $(a^i \bullet b_i = \sum_i a^i b_i)$ . Як бачимо, товщина оболонки

може бути змінною ( $R^+, R^-$  – змінні, відповідно, зовнішній і внутрішній радіус оболонки). Другий доданок у об'ємному інтегралі буде мати аналогічний вигляд:

$$\int_{V_r} \tau_{r\varphi} \delta \varepsilon_{r\varphi} dV = \int_0^{L_z} \int_{R_r^-(z)}^{R_r^+(z)} G_{r\varphi} \left( \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} - \frac{u_\varphi}{r} \right) \left( \frac{\partial \delta u_\varphi}{\partial r} - \frac{\delta u_\varphi}{r} \right) r dr dz =$$

$$= \int_0^{L_z} \int_{R_r^-(z)}^{R_r^+(z)} G_{r\varphi} (i-2)(k-2) r^{i+k-4} r dr \left[ (z^{i+1}) dz \bullet u_{ij}^T \delta u_{kl}^T \right]. \quad (10)$$

Поверхневий інтеграл із застосуванням сумування Айнштайна дає такі складові:

$$\int_{S_b} K(u_{\varphi M} - u_{\varphi T})(\delta u_{\varphi M} - \delta u_{\varphi T}) \cdot dS =$$

$$= \int_{L_0}^L K(z) \left[ (R-r(z))^{(i-1)} z^i - (R-r(z))^{(k-1)} z^k \right] \times \quad (11)$$

$$\times \left[ (R-r(z))^{(i-1)} z^j - (R-r(z))^{(k-1)} z^l \right] dr \times$$

$$\times (u_{ij}^M - u_{kl}^T)(\delta u_{ij}^M - \delta u_{kl}^T).$$

Збираючи члени при незалежних варіаціях невідомих  $\delta u_{ij}^M, \delta u_{kl}^T$  у (9–11), отримаємо матрицю  $A$  (8).

Для отримання вільного члену (8) потрібно задати деякий розподіл дотичних напружень на вільному краї труби. Застосовуючи принцип Сен-Венана, за ці напруження можна прийняти напруження однорідного кручення. В результаті отримуємо, що

$$\int_{S_r} P \delta u_{\varphi}^T \cdot dS = \int_R^{R^*} r \left[ (R-r)^{(i-1)} L^{j-1} \right] dr \delta u_{ij}^T. \quad (12)$$

Складові при варіаціях  $\delta u_{ij}^T$  будуть вектором невідомих (8).

Для проведення розрахунків розроблено комплекс програм на алгоритмічній мові FORTRAN.

На рис. 4 і 5 наведені розподіли напружень  $\tau_{r\varphi}, \tau_{rz}$  у з'єднанні при різній жорсткості проміжного шару Вінклера  $K$ , що моделює різьбове з'єднання за різного ступеня загвинчування. Труба і муфта були вибрані з наступними параметрами [12]: діаметер труби –  $D=114$ мм; число витків – 8; конусність різьби – 1:16. Решта розмірів вибиралися згідно з [12].

При збільшенні  $K$  напруження локалізуються на краях і зростають, що проілюстровано на рис. 6.

На рис. 7 наведено розподіли напружень  $\tau_{z\varphi}$  при різній жорсткості з'єднання.

Таким чином, аналізуючи рис. 4–7, можна зробити наступні висновки. При незначному моменті закручування дотичні напруження  $\tau_{r\varphi}$  на циліндричних поверхнях розподілені рівномірно. Із зростанням моменту ці напруження концентруються в крайніх зонах різьби і значно зростають. Дотичні напруження  $\tau_{z\varphi}$  (рис. 7) у площині січення труби при зростанні жорсткості з'єднання змінюються незначно. Як видно з рис. 5, 6, із збільшенням затяжки труб внаслідок концентрації напружень дотичні напруження можуть перевищувати номінальні значення приблизно вдвічі.

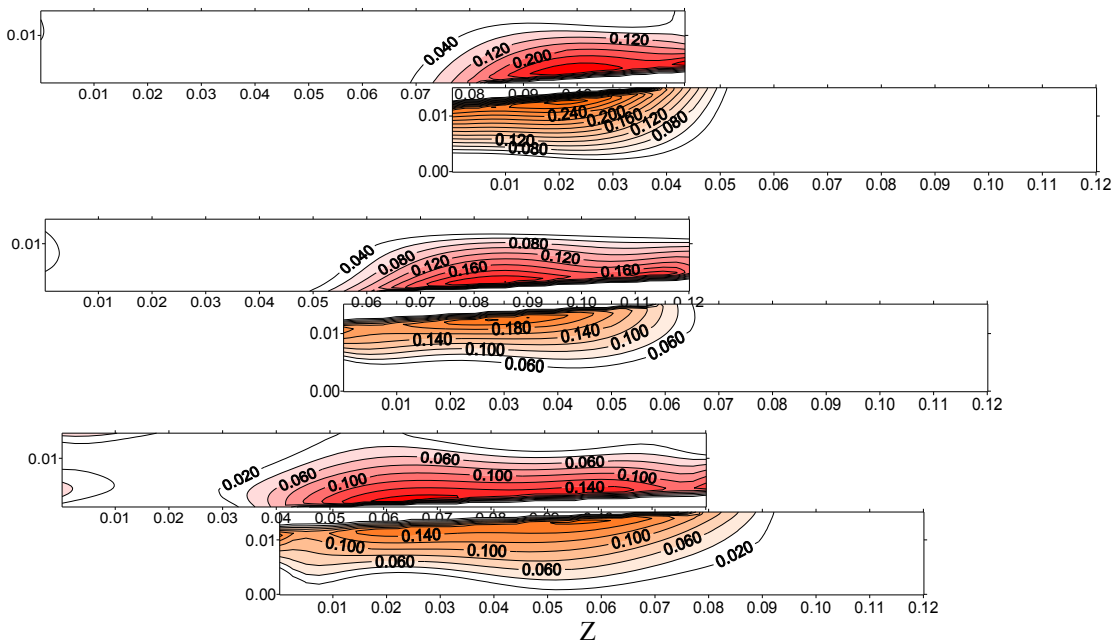


Рис. 4. Розподіл дотичних напружень  $\tau_{r\varphi}$  в при різній довжині робочої ділянки різьби

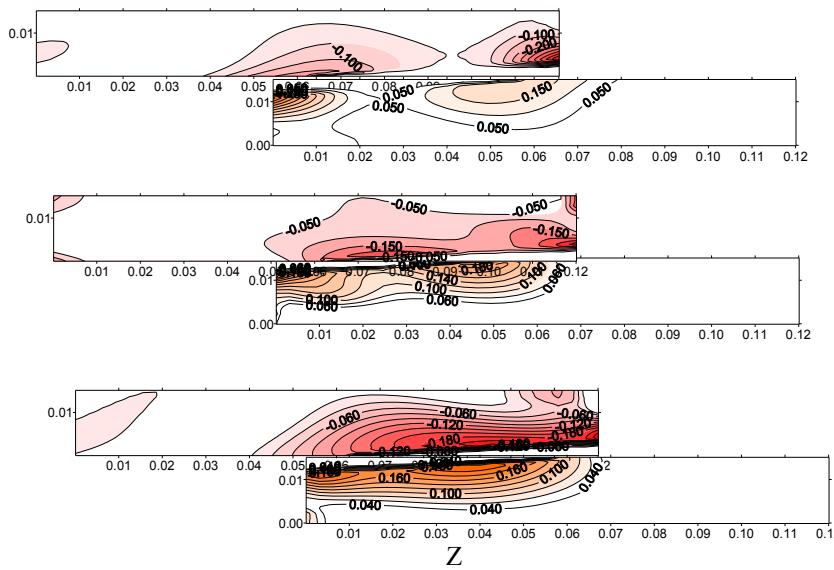


Рис. 5. Розподіл дотичних напружень  $\tau_{\varphi\varphi}$  у муфті при різній жорсткості  $K=2 ; 0.2 ; 0.02$  робочої ділянки різьби на кручення

Наведені результати одержано без урахування додаткової концентрації напружень в крайніх витках різьби внаслідок неідеального контакту (перекосів, поздовжніх зсувів та інших чинників, які будуть враховані у наступних дослідженнях). Розрахунки проводилися на основі евристичного припущення:  $K = f(\Delta)$ , тобто, коловий коефіцієнт постелі вважався деякою функцією натягу різьбового з'єднання. Причому функціональна залежність вибиралася лінійною. Проте, як відомо, у контактних задачах ця залежність може бути нелінійною. Тому важливим завданням є також дослідження локального розподілу напружень і деформацій у зоні контакту витків різьби труби та муфти.

Одержані результати дають можливість обґрунтовувати раціональні моменти закручування

різьбових з'єднань і виявляти несприятливі ситуації, у яких можуть мати місце розслаблення з'єднань колони НКТ.

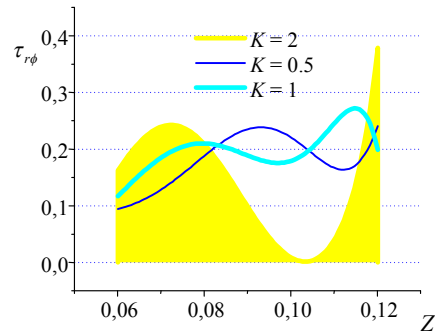


Рис. 6. Розподіли дотичних напружень  $\tau_{\varphi\varphi}$  в зоні контакту муфти з ніпелем труби

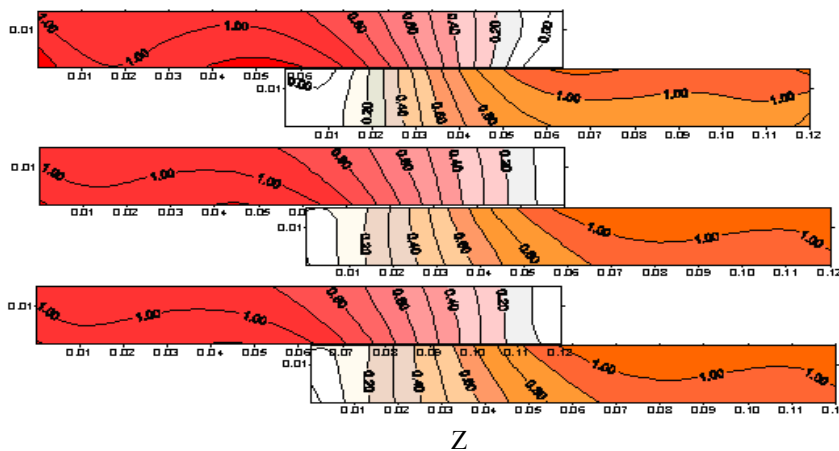


Рис. 7. Розподіл дотичних напружень  $\tau_{\varphi\varphi}$  у з'єднанні при жорсткості  $K=2 ; 0.2 ; 0.02$

1. Амбарцумян С. А. *Общая теория анизотропных оболочек*. – М.: Наука, 1974. – 446 с. 2. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. *Резьбовые и фланцевые соединения*. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с. 3. Болотин В. В., Новичков Ю. Н. *Механика многослойных конструкций* – М.: Машиностроение, 1980. – 375 с. 4. Григоренко Я. М., Василенко А. Т. *Методы расчета оболочек. В 5-ти т.: Т. 4. Теория оболочек переменной жесткости*. – К.: Наукова думка, 1981. – 544 с. 5. Джонсон. *Механика контактного взаимодействия*. – М.: Мир, 1982. – 510 с. 6. Зенкевич О. К., Чанг И. *Метод конечных элементов в теории сооружений и в механике сплошных сред*. – М.: Недра, 1974, 239 с. 7. Кантор Б. Я. Катаржнов С. И. *Вариационно-сегментный метод в нелинейной теории оболочек*. – К.: Наукова думка, 1982. – 135 с. 8. Коней Б. В., Коней В. Б., Лисканич М. В. *Моделивання вібрацій замкового різьбового з'єднання методом кінцевих елементів //*

*Збірник праць 3-ї Міжнародної науково-технічної конференції*. – Хургада (Єгипет), 2004. – С. 71–75. 9. Ломакин В. А. *Теория упругости неоднородных тел*. – М.: Изд. Моск. госуд. ун-та, 1976. – 368 с. 10. Пелех Б. Л., Сухорольський М. А. *Контактные задачи упругих анизотропных оболочек*. – К.: Наукова думка, 1980. – 215 с. 11. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. *Теория упругости*. – М.: Наука, 1979. – 560 с. 12. Трубы нефтяного сортамента. *Справочник / Под общей ред. А. Е. Сарояна*. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1987. – 488 с. 13. Флетчер К. *Численные методы на основе метода Галеркина*. – М., Мир, 1988. – 352 с. 14. Фрейдин А. С., Турусов Р. А. *Свойства и расчет адгезионных соединений*. – М.: Химия, 1990. – 250 с. 15. Харченко Е. В. *Динамические процессы буровых установок*. – Львов: Свм. 1991. – 176 с. 16. Oden I. T., Reddy I. N. *Variational Methods in Theoretical Mechanics*. – Springer Verlag, 1976. – 302 pp.

УДК 621.143.17

## МАГНИТНЫЙ КОНТРОЛЬ СБОРКИ УЗЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ

© Победа Т.В., Мирошников В.В., Абу Шахра Марван, 2005  
Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, г. Луганск

### *Запропоновано магнітний метод контролю зібраних вузлів і математична модель формування інформаційного магнітного поля в осерді ферозонду при проведенні такого контролю*

Диагностика сложных механических изделий типа коробки передач автомобиля или станка представляет собой сложную задачу, однозначного решения которой не существует. Известны виброакустические методы диагностики, когда по известному спектру шумов в зависимости от нагрузки определяется техническое состояние объекта контроля. Несмотря на широкое применение данного метода в различных областях техники достоверность получаемых результатов остается достаточно низкой. Это в первую очередь связано с тем, что в процессе эксплуатации отдельные детали механизма, в силу «притирки», механических напряжений и т.д. сдвигаются друг относительно друга. При этом не происходит ухудшение первоначальных свойств механизма, однако шумовая спектрограмма оказывается другой, чем у только что собранного механизма. Это создает неоднозначность при диагностике таких механизмов. Смещение элементов конструкции может достигать сотых и даже десятых миллиметра, при этом его работоспособность несколько не ухудшается. Поэтому необходимо иметь достаточно простой и оперативный метод контроля положения и состояния деталей сложной конструкции. Причем

проведение контроля должно сопровождаться минимумом операций по демонтажу контролируемого узла.

Одним из возможных методов контроля таких изделий является магнитный метод, который заключается в снятии магнитной топографии собранного узла и затем ее сравнения с топографией узла отработавшего определенное время. Для топографии магнитного поля контролируемого изделия (коробки передач) достаточно снять ее крышку и произвести сканирование распределения магнитного поля контролируемого объекта. В качестве источника магнитного поля выступает постоянный магнит (ниобий-железо-бор), по торцам которого расположены ферромодуляционные магнито-чувствительные элементы (феррозонды). Образованная таким образом магнито-чувствительная ячейка (МЧЯ) позволяет создать многоэлементные преобразователи, перемещая которые над контролируемым изделием можно измерять топографию его магнитного поля рассеяния. В первом приближении контролируемый механический узел представляет собой ступенчатую ферромагнитную поверхность (рис. 1), над которой перемещается МЧЯ.