

І.В. Кузьо, Л.В. Дзюбик, А.Р. Дзюбик*

Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра механіки та автоматизації машинобудування,

*кафедра зварювального виробництва, діагностики та відновлення металоконструкцій

ВПЛИВ ВИПАЛЮВАЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ НА МІЦНІСТЬ КОРПУСУ ОБЕРТОВОГО АГРЕГАТА

© Кузьо І.В., Дзюбик А.Р., Дзюбик Л.В., 2012

Отримано вирази для визначення компонент напруженого стану у корпусі великогабаритного обертового агрегата. Досліджено вплив кутів заповнення та зміщення випалювального матеріалу на величину та розподіл діючих напружень. Показано, що спостерігається завантаженість однієї половини корпусу та розвантаження протилежної. Встановлено, що максимальні значення наведених напружень зміщуються на деякий кут стосовно нижньої твірної.

The expressions for component stress state in the case of large rotating aggregates. The effect of angle and displacement roasted filling material on the size and distribution of existing tensions. It is shown that there is a load of half shell and unload the opposite. Found that the maximum value of stress shift resulted in a relatively lower angle of generators.

Актуальність теми. Великогабаритні обертові агрегати широко використовуються у промисловості для отримання сипких сумішей із заданими властивостями. При цьому важливим є забезпечення безвідмовної їх роботи упродовж тривалого часу. Зумовлено це неперервністю технологічного процесу, а також значними енергетичними затратами на ремонтні та пуско-налагоджувальні роботи [1, 2]. Коефіцієнт використання агрегата найбільше залежить від технічного стану корпусу – його надійності, бездефектності та міцності.

Аналіз літературних даних показує, що під час розрахунку напруженого стану корпусів обертових агрегатів не достатньо вивченим є питання дійсного розташування випалювального матеріалу [3, 4]. Зокрема, він заповнює лише деяку частину поперечного перерізу, а також в процесі експлуатації зміщується стосовно нижньої твірної [3–5]. Це призводить до перерозподілу діючих напружень за величиною та характером і, як наслідок, не враховується під час дослідження міцності корпусу. Тому вивчення впливу випалювального матеріалу на міцність корпусу обертового агрегата є важливим та актуальним завданням.

Мета роботи – дослідити напружений стан корпусу великогабаритного обертового агрегата із врахуванням несиметричної дії випалювального матеріалу.

Основна частина. Для моделювання напруженого стану корпусу великогабаритного обертового агрегата із врахуванням положення випалювального матеріалу використовувалися положення напівбезмоментної теорії оболонок В. З. Власова у викладі В. Л. Бідермана [6, 7]. Як показали А. Л. Гольденвейзер [8] та В. В. Новожилов [9], ця теорія може бути побудована на основі гіпотези, що другі похідні від переміщень та внутрішніх сил у напрямку твірної є набагато меншими від других похідних у кільцевому напрямку.

Розглянемо деякий j -й прогин корпусу як циліндричну оболонку радіусом R завдовжки L_j та завтовшки h_j (рис. 1). Тут діють лише нормальні зусилля – T_1 , T_2 , зсувні зусилля у площині оболонки – S та згинні моменти і перерізуючі сили у поперечному напрямі – M_2 та Q_2 . Зарахуємо оболонку до природної ортонормованої системи координат: s_1 – вздовж твірної, s_2 – вздовж направляючої, n – у напрямку зовнішньої нормалі.

Припустимо, що оболонка підсилена по краях жорсткими у своїй площині кільцями і навантажена розподіленим навантаженням інтенсивності $p_1(s_1, s_2)$, $p_2(s_1, s_2)$, $p_3(s_1, s_2)$ – у відповідних напрямках. Введемо безрозмірні координати $\alpha = s_1/R$, $\varphi = s_2/R$.

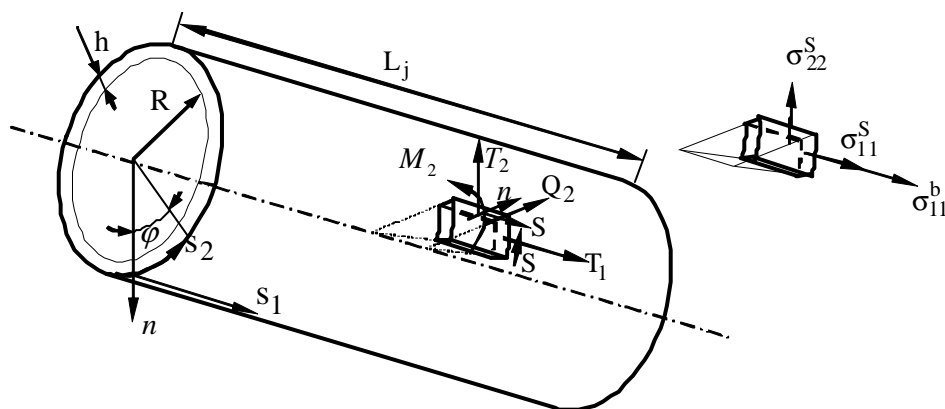


Рис. 1. Внутрішні зусилля та моменти в оболонці прогину

Рівняння рівноваги такої оболонки можна записати так [6, 7]:

$$\frac{\partial T_1}{\partial s_1} + \frac{\partial S}{\partial s_2} = -p_1, \quad \frac{\partial T_2}{\partial s_2} + \frac{\partial S}{\partial s_1} - \frac{1}{R} \frac{\partial M_2}{\partial s_2} = -p_2, \quad \frac{\partial^2 M_2}{\partial s_2^2} - \frac{1}{R} T_2 = p_3. \quad (1)$$

Враховуючи жорсткість бандажів, отримано крайові умови на переміщення в оболонці корпусу агрегата за $s_1 = 0$ та $s_1 = L_j$:

$$u_2(0, \varphi) = u_2(L_j, \varphi) = 0, \quad u_3(0, \varphi) = u_3(L_j, \varphi) = 0, \quad |\varphi| \leq \pi. \quad (2)$$

Розв'язок рівнянь (1) можна подати через функцію переміщень $\Phi(\alpha, \varphi)$, яка задовольняє рівняння четвертого порядку за осью змінною α , та восьмого порядку за кутовою змінною φ . З урахуванням крайових умов (2) загальний вираз для функції переміщень $\Phi(\alpha, \varphi)$ записано у вигляді подвійного тригонометричного ряду:

$$\Phi(\alpha, \varphi) = \sum_{k=2,3,\dots}^{\infty} (A_k(\alpha) \cos k\varphi + B_k(\alpha) \sin k\varphi), \quad (3)$$

де $A_k(\alpha) = \sum_{m=1,3,5,\dots}^{\infty} A_{km} \sin \omega_m \alpha$, $B_k(\alpha) = \sum_{m=1,3,5,\dots}^{\infty} B_{km} \sin \omega_m \alpha$, $\omega_m = m\pi L_j / R$, а коефіцієнти A_{km} , B_{km}

виражаються через коефіцієнти Фур'є зовнішнього навантаження.

У рівняння (3) не включений нульовий та перший члени ряду Фур'є за кутовою координатою, оскільки нульовий доданок відповідає осесиметричній деформації оболонки, яку не враховує безмоментна теорія оболонок через гіпотезу про відсутність кільцевих деформацій ($\epsilon_2=0$). Доданок з індексом $k=1$ відповідає теорії балок, тому не враховується у сумарних виразах.

Зусилля (4), згинні моменти (5) та перерізуючі сили (6), що діють в оболонці корпусу, виражаються через функцію переміщень так:

$$T_1 = R \sum_{k=2,3,\dots}^{\infty} \left(A_k''(\alpha) \cos k\varphi + B_k''(\alpha) \sin k\varphi \right), \quad (4)$$

$$T_2 = R p_3 - \psi R \sum_{k=2,3,\dots}^{\infty} \left[-k^2(k^4 - k^2) \right] (A_k(\alpha) \cos k\varphi + B_k(\alpha) \sin k\varphi),$$

$$M_2 = -\psi R^2 \sum_{k=2,3,\dots}^{\infty} (k^4 - k^2) [A_k(\alpha) \cos k\varphi + B_k(\alpha) \sin k\varphi], \quad (5)$$

$$Q_2 = -\psi R \sum_{k=2,3,\dots}^{\infty} (k^4 - k^2) [-k A_k(\alpha) \sin k\varphi + k B_k(\alpha) \cos k\varphi]. \quad (6)$$

Розрахунок корпусу обертового агрегата на міцність виконувався із застосуванням критерію питомої потенціальної енергії формозміни:

$$\sigma_{\text{пр}} = \left[(\sigma_{11}^S + \sigma_{11}^b)^2 + (\sigma_{22}^S)^2 - (\sigma_{11}^S + \sigma_{11}^b) \sigma_{22}^S \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (7)$$

де $\sigma_{11}^S = \frac{T_1}{h}$, $\sigma_{11}^b = \frac{M_b}{\pi h R^2} \cos \varphi$ – осьові оболонкові та балкові напруження;

$\sigma_{22}^S = \frac{T_2}{h} + \frac{6M_2}{h^2} \left(\frac{2z}{h} \right)$ – кільцеві оболонкові напруження.

Внаслідок обертання корпусу нормальні напруження у поперечному перерізі змінюються за симетричним циклом, тому під час визначення напружень за основну механічну характеристику металу приймають границю витривалості (σ_{-1}). Такий цикл вважається найнебезпечнішим, тому допустимі напруження мають найменші значення [10]. При цьому розрахунковий коефіцієнт запасу міцності корпусу агрегата не повинен бути меншим за три [3–5].

Застосовуючи вирази (3)–(7), виконувався розрахунок напружень для восьмипорного обертового агрегата $\varnothing 5 \times 185$ м. Розглянуто випадки симетричного (рис. 2) та несиметричного (рис. 3) розташування випалювального матеріалу в корпусі (кут зміщення матеріалу (γ_0) становив 25°).

Осьові та кільцеві складові напруженого стану характеризуються знакозмінністю із наростанням абсолютних значень до нижньої частини корпусу. При цьому нормальні осьові напруження змінюються плавніше та є меншими за абсолютними значеннями.

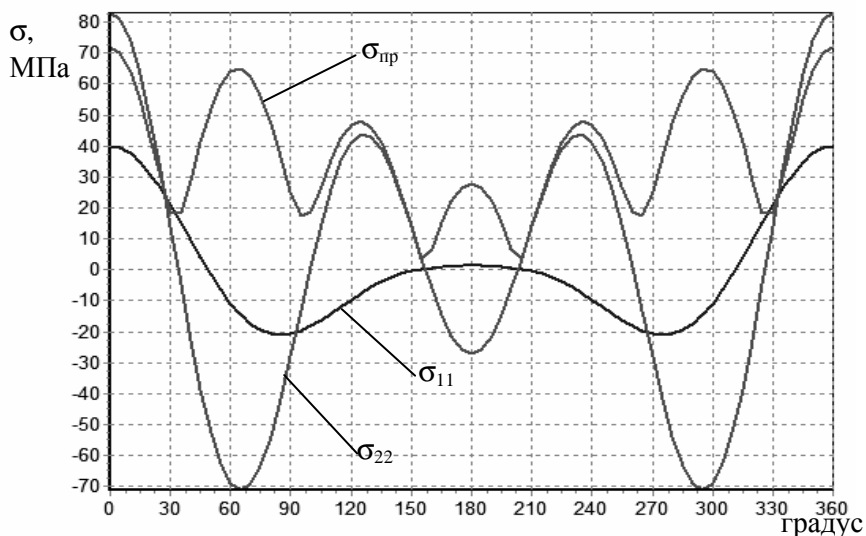


Рис. 2. Напруження за симетричного розташування випалюваного матеріалу ($\gamma_0=0$)

Характер кривої приведених напружень відповідно до четвертої теорії міцності є симетричним із пилоподібною зміною екстремумів від максимального до мінімального значення. Максимальні напруження спостерігаються у нижній частині корпусу та становлять ≈ 70 МПа. Мінімальні напруження знаходяться на верхній твірній та не перевищують 30 МПа.

Під час зміщення випалювального матеріалу в корпусі агрегата внаслідок його обертання відбувається перерозподіл напружень (рис. 3). Максимальні значення осьових та кільцевих напружень зміщуються з нижньої твірної корпусу на кут, близький до кута повороту випалюваного матеріалу, а приведені напруження не перевищують 70 МПа. Спостерігається перерозподіл екстремумів – три максимальні та три мінімальні пікові значення.

Зміщення випалювального матеріалу призводить до несиметричного розподілу напружень по кутовій координаті. Також відбувається розвантаження однієї частини корпусу агрегата та завантаження протилежної. Це призводить до перерозподілу навантаження на опорні ролики та відхилення осі обертання агрегата.

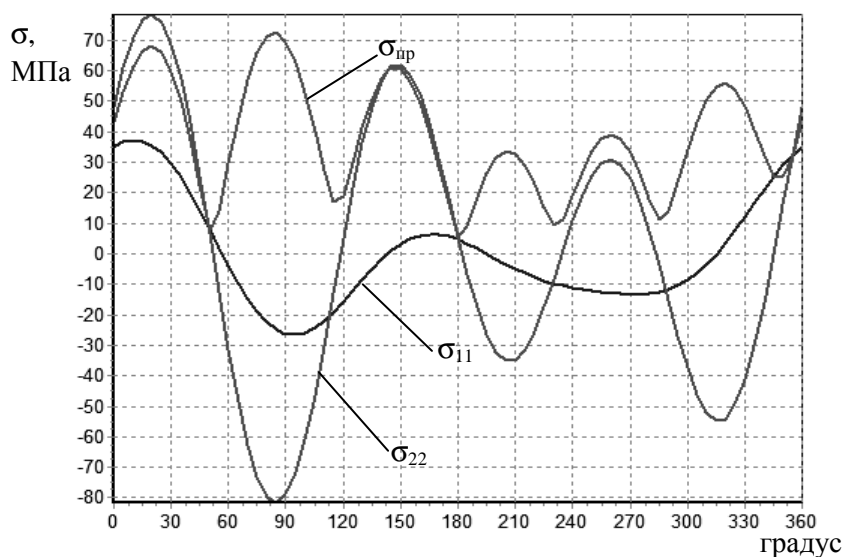


Рис. 3. Напруження у центральному перерізі сьомого прогину під час зміщення випалюваного матеріалу ($\gamma = 25^\circ$)

Висновки. Результати проведених досліджень показують, що зміна кута заповнення випалювального матеріалу у корпусі великогабаритного обертового агрегата призводить до істотного перерозподілу напруженого стану. Цей ефект найбільшою мірою проявляється для кільцевих напружень.

Отже, під час розрахунку корпусу обертового агрегата на міцність важливо враховувати концентровану дію випалювального матеріалу, що буде істотно впливати на розрахунковий коефіцієнт запасу міцності та відповідно на прогнозований термін працездатності агрегата загалом.

1. Ладыгичев М.Г. Вращающиеся печи: теплотехника, управление и экология: справ. изд.: в 2-х кн. – Кн. 1 / М.Г. Ладыгичев, В.Г. Лисиенко, Я.М. Щелоков; под ред. В.Г. Лисиенка. – М.: Теплотехник, 2004. – 688 с. 2. Казаков В.Г., Равикович В.В., Кураков А.И. Процессы и аппараты производства тонких порошков из абразивных материалов. – М.: Недра. 1996. – 326 с. 3. Банит Ф.Г. Механическое оборудование цементных заводов: [учебник для техникумов] / Ф.Г. Банит, О.А. Несвижский. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1975. – 318 с. 4. Кузьо И.В. Современные методы контроля оборудования / И.В. Кузьо, Ю.Н. Микольский, Т.Г. Шевченко. – Львов: Вища шк., 1982. – 143 с. 5. Микольский Ю.Н. Выверка и центровка промышленного оборудования / Ю.Н. Микольский, В.М. Кравченко. – [2-е изд.]. – К.: Будівельник, 1979. – 188 с. 6. Власов В.З. Избранные труды: в 3 т. / В.З. Власов. – М.: Наука, 1964. – Т. 3: Тонкостенные пространственные системы. – 1964. – 471 с. 7. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: [учеб. для вузов по специальности “Динамика и прочность машин”] / В.Л. Бидерман. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с. 8. Гольденвейзер А.Л. Теория упругих тонких оболочек / А.Л. Гольденвейзер. – М.: Наука, 1976. – 512 с. 9. Новожилов В.В. Теория упругости / В.В. Новожилов. – Л.: Судпромгиз, 1958. – 372 с. 10. Писаренко Г.С. Опір матеріалів. – 2-ге вид., доп. і пер. / Писаренко Г.С., Квітка О.А., Уманський Є.С. – К.: Вища шк., 2004. – 655 с.