

РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ ОБОЛОНКОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ ОБЛАДНАННЯ ПЕРЕРОБНИХ І ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ РОБОТИ

Сичов А.І., к.т.н., доц., Сичова Т.О., к.т.н., доц.

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

В статті розглянуто розрахунки на міцність оболонкових елементів обладнання переробних і харчових виробництв з використанням теорії оболонок, яка враховує деформацію зсуву. Надано постановку та метод розв'язання задачі нелінійного деформування осесиметрично навантажених оболонок обертання. Наведені результати розрахунку на міцність циліндричного елемента ємнісного апарату. Зроблено аналіз ефективності роботи обладнання з точки зору його міцності.

Постановка проблеми та її актуальність. При конструюванні обладнання переробних і харчових виробництв широко використовуються тонкостінні оболонкові елементи. Корпуса ємнісних та теплообмінних апаратів складається з саме таких елементів. Робота цього обладнання у багатьох випадках відбувається при високих рівнях силового та теплового навантаження в умовах нелінійного деформування (нелінійна пружність, повзучість, повзучість з урахуванням пошкоджуваності) [1,2]. При проектуванні обладнання переробних і харчових виробництв виникає потреба в підвищенні ефективності його роботи. Одною з складових ефективності роботи обладнання є ефективне використання конструкцій з точки зору їх міцності. Використання спрощених підходів до розрахунку на міцність призводить до підвищення коефіцієнтів запасу міцності елементів обладнання. Внаслідок чого, треба збільшувати товщини стінок обладнання, тобто знижується ефективність роботи. Якщо для розрахунку оболонкових елементів обладнання використовувати більш складні теорії оболонок, наприклад, теорію оболонок, яка враховує деформацію зсуву, то такі підходи до проектування обладнання переробних і харчових виробництв дають можливість більш точно знайти величини напружень та зменшити товщини стінок обладнання і, як наслідок, зменшити його матеріалоемність. Все це робить напрямок досліджень, що розглядається, актуальним як в науковому так і в практичному відношенні.

Розглянемо постановку задачі для осесиметрично навантажених оболонок обертання з урахуванням поперечного зсуву [3,4,5].

Для точки оболонки задано систему координат (ξ_1, ξ_2, ζ) . Координата ξ_1 – це координата вздовж твірної оболонки, ξ_2 – координата в окружному напрямку, ζ – координата в напрямку нормалі до поверхні оболонки. Навантаження, яке діє на оболонку, є осесиметричним. Це розподілене навантаження p_1, p_3 та зосереджені по краям кільцеві сили $n_{11}^0, n_{11}^L, q_1^0, q_1^L$ і моменти m_{11}^0, m_{11}^L .

Передбачається, що при деформуванні оболонки перетини оболонки залишаються прямолінійними, але не є перпендикулярними до деформованої серединної поверхні оболонки. Товщина оболонки при деформуванні не змінюється. Ці гіпотези розширюють відомі гіпотези Кірхгофа-Лява.

Запишемо кінематичні співвідношення:

$$\begin{aligned} \gamma_{11} &= \alpha_{11} + \zeta \beta_{11}, \quad \gamma_{22} = \alpha_{22} + \zeta \beta_{22}, \quad \gamma_{13} = \gamma_1/2, \\ \alpha_{11} &= A_1^{-1} \partial v_1 / \partial \xi_1 + k_1 v_3, \quad \alpha_{22} = \phi_1 v_1 + k_2 v_3, \\ \beta_{11} &= A_1^{-1} \partial w_1 / \partial \xi_1, \quad \beta_{22} = \phi_1 w_1, \quad (1) \\ \gamma_1 &= w_1 - \phi_1, \end{aligned}$$

$\phi_1 = -A_1^{-1} \partial v_3 / \partial \xi_1 + k_1 v_1$, $\phi_1 = A_1^{-1} A_2^{-1} \partial A_2 / \partial \xi_1$, де α_{11}, α_{22} – відносні подовження елемента оболонки у напрямках ξ_1, ξ_2 ; β_{11}, β_{22} – зміни кривин елемента оболонки у напрямках ξ_1, ξ_2 ; A_1, A_2 – параметри Ляме; k_1, k_2 – головні кривини; v_1, v_3 – переміщення точки серединної поверхні оболонки у напрямках ξ_1, ζ ; w_1 – кут загального повороту перетину оболонки при деформуванні; ϕ_1 – кут повороту перетину оболонки при деформуванні, коли перетин залишається нормальним до деформованої серединної поверхні; ϕ_1 – коефіцієнт; γ_1 – кут зсуву.

Рівняння рівноваги будуть мати вигляд:

$$\begin{aligned} A_1^{-1} \partial n_{11} / \partial \xi_1 + \phi_1 (n_{11} - n_{22}) + k_1 q_1 + p_1 &= 0, \\ A_1^{-1} \partial m_{11} / \partial \xi_1 + \phi_1 (m_{11} - m_{22}) - q_1 &= 0, \\ A_1^{-1} \partial q_1 / \partial \xi_1 + \phi_1 q_1 - k_1 n_{11} - k_2 n_{22} + p_3 &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

де n_{11}, n_{22} – мембранні сили, q_1 – поперечна сила, m_{11}, m_{22} – згинальні моменти.

До рівнянь (1)-(2) додаються кінематичні та статичні граничні умови при $\xi_1 = \xi_1^0$ та $\xi_1 = \xi_1^L$.

Фізичні рівняння розглядаються для швидкостей деформацій та швидкостей силових факторів:

$$\begin{aligned} \dot{\alpha}_{11} &= \frac{Eh}{1-\nu^2} (\dot{\alpha}_{11} + \nu \dot{\alpha}_{22}) - \dot{\alpha}_{11}^*, \\ \dot{\alpha}_{22} &= \frac{Eh}{1-\nu^2} (\dot{\alpha}_{22} + \nu \dot{\alpha}_{11}) - \dot{\alpha}_{22}^*, \\ \dot{\beta}_{11} &= \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} (\dot{\beta}_{11} + \nu \dot{\beta}_{22}) - \dot{\beta}_{11}^*, \\ \dot{\beta}_{22} &= \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} (\dot{\beta}_{22} + \nu \dot{\beta}_{11}) - \dot{\beta}_{22}^*, \\ \dot{\phi} &= \kappa Gh \dot{\gamma} - \dot{\phi}^*, \end{aligned} \quad (3)$$

де E – модуль пружності матеріалу, ν – коефіцієнт Пуассона, h – товщина оболонки, κ – коефіцієнт, що коректує розподілення напруження зсуву по товщині оболонки ($\kappa = 5/6$).

Додаткові доданки в (3), які описують нелінійне деформування оболонок, $\dot{\alpha}_{11}^*, \dot{\alpha}_{22}^*, \dot{\beta}_{11}^*, \dot{\beta}_{22}^*, \dot{\phi}^*$ обчислюються наступним чином:

$$\begin{aligned} \dot{\alpha}_{11}^* &= \frac{E}{1-\nu^2} \int_{-h/2}^{h/2} (\dot{\alpha}_{11} + \nu \dot{\alpha}_{22}) d\zeta, \\ \dot{\alpha}_{22}^* &= \frac{E}{1-\nu^2} \int_{-h/2}^{h/2} (\dot{\alpha}_{22} + \nu \dot{\alpha}_{11}) d\zeta, \\ \dot{\beta}_{11}^* &= \frac{E}{1-\nu^2} \int_{-h/2}^{h/2} (\dot{\beta}_{11} + \nu \dot{\beta}_{22}) \zeta d\zeta, \\ \dot{\beta}_{22}^* &= \frac{E}{1-\nu^2} \int_{-h/2}^{h/2} (\dot{\beta}_{22} + \nu \dot{\beta}_{11}) \zeta d\zeta, \\ \dot{\phi}^* &= 2\kappa G \int_{-h/2}^{h/2} \dot{\gamma} \zeta d\zeta, \end{aligned} \quad (4)$$

де швидкості нелінійних деформацій $\dot{\alpha}_{11}^*, \dot{\alpha}_{22}^*, \dot{\beta}_{11}^*, \dot{\beta}_{22}^*, \dot{\phi}^*$ визначаються обраною моделлю нелінійного деформування (нелінійна пружність, повзучість, повзучість з пошкоджуваністю) та залежить від напружень $\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{13}$ і структурних параметрів d_1, \dots, d_n моделі нелінійного деформування.

Розв'язувальну систему рівнянь можна отримати, якщо геометричні рівняння та

рівняння рівноваги продиференціювати за часом. Таким чином сформульована лінеаризована відносно швидкостей основних невідомих початково-крайова задача:

$$\dot{\mathbf{Z}} = \Psi(\mathbf{Z}), \quad (5)$$

де $\mathbf{Z}^T = [n_{11}, q_1, m_{11}, v_1, v_3, w_1, \sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{13}, d_1, K, d_n]$ – вектор основних невідомих. Початковою умовою для системи (5) буде розв'язок задачі пружності для оболонки, що розглядається.

Для розв'язку отриманої початково-крайової задачі використовуються чисельні методи продовження розв'язку за параметром і дискретної прогонки з ортогоналізацією розв'язків на кроці по координаті С.К.Годунова. Початкова задача інтегрувалась за схемою вкладеного методу Рунге-Кутта-Мерсона четвертого порядку з автоматизованим вибором кроку у часі.

Розглянемо розрахунок на міцність ємнісного апарату циліндричної форми. Розрахунковою схемою циліндричного елемента апарату буде жорстко закріплена по краю циліндрична оболонка, яка навантажена внутрішнім тиском. Геометричні розміри та навантаження були прийняті такими: товщина оболонки $h = 2 \cdot 10^{-1}$ м, радіус оболонки $R = 1$ м, довжина оболонки $L = 2$ м, тиск $p = 32$ МПа. Матеріал оболонки – алюмінієвий сплав. Розрахунки оболонки проведено по теорії оболонок з урахуванням деформації зсуву (1)-(5). Розглянуто випадок пружного деформування оболонки.

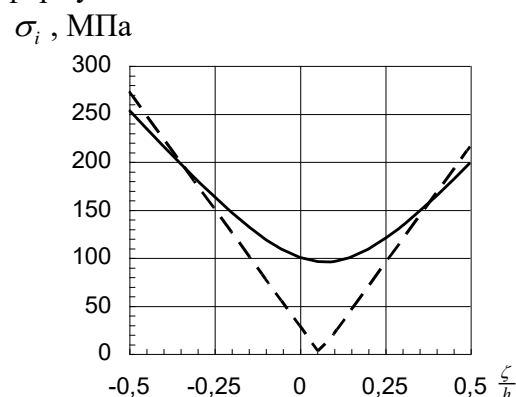


Рис. 1. Розподіл інтенсивності напружень по товщині в перерізі оболонки з максимальним рівнем напружень

На Рис. 1 показано розподіл інтенсивності напружень по товщині в перерізі оболонки з максимальним рівнем напружень, який отримано з розрахунку по теорії оболонок Кірхгофа-Лява (пунктирна лінія) і теорії з урахуванням деформації зсуву

(суцільна лінія). Перетин оболонки з максимальними напруженнями відповідає жорстко закріпленому краю оболонки. Рівень максимальних напружень по теорії оболонок з урахуванням деформацій зсуву є нижчим ніж по теорії оболонок Кірхгофа-Лява. Це пояснюється тим, що теорія оболонок з урахуванням деформації зсуву, дає більшу свободу для кінематичних параметрів у місці закріплення оболонки, що у свою чергу призводить до зниження рівня максимальних напружень оболонки.

В розрахунках по теорії оболонок з урахуванням деформацій зсуву в порівнянні з теорією Кірхгофа-Лява спостерігається більш рівномірний розподіл інтенсивності напружень по товщині оболонки. Це можна пояснити суттєвою відмінністю характеру напруженого стану в оболонках для розглянутих теорій оболонок.

1. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. М.:Машиностроение, 1983. – 447 с.
2. Остриков А.Н., Абрамов О.В. Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств. СПб.: ГИОРД, 2003. – 352 с.
3. Пелех Б.Л. Теория оболочек с конечной сдвиговой жесткостью. – Киев: Наукова думка, 1973. – 248 с.

Література

Висновки. Таким чином, по результатам проведених досліджень можна зробити висновки про те, що розрахунки конструкцій по теорії оболонок з урахуванням деформацій зсуву дають можливість отримувати значення напружень в оболонках більш близькими до реальних значень. Рівні максимальних напружень отримані по теорії оболонок з урахуванням деформацій зсуву може бути нижчими ніж по теорії оболонок Кірхгофа-Лява. Що дає можливість зменшити товщину деяких оболонкових елементів конструкції і таким чином зменшити матеріалоємність обладнання. Використання більш точних теорій оболонок (теорія оболонок з урахуванням деформацій зсуву) при конструюванні та розрахунку оболонкових конструкцій обладнання переробних та харчових виробництв підвищує ефективність їх роботи.

4. Галишин А.З., Шевченко Ю.Н. К расчету термоупругого напряженного состояния оболочек вращения средней толщины // Прикладная механика. – 2008. – Вып. 44, № 5. – С. 58-67.
5. Сычев А.И., Сычева Т.А. Расчеты оболочечных элементов оборудования перерабатывающих и пищевых производств на прочность в условиях нелинейного деформирования // Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ. – 2009. – Вип. 88. – С. 82-88.

References

1. V.I.Sokolov Fundamentals of calculation and konstruyrovaniyuu machines and apparatov pyschevyyh industries [Bases for design and construction of machines and equipment for food production]. M: Mechanical engineering, 1983. - 447 p. [in Russian].
2. Ostrikov A.N., O.V.Abramov Calculation and konstruyrovanye machines and apparatov pyschevyyh industries [Calculation and design of machines and equipment for food production]. SPb : GIORД, 2003. - 352 p. [in Russian].
3. Pelekh B.L. Theory shells with ultimate shear zhestkostyu [The theory of shells with finite shear stiffness]. - Kiev: Naukova Dumka, 1973. - 248 p. [in Russian].

Аннотация

РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ОБОЛОЧЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ И ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИХ РАБОТЫ

Сычев А.И., Сычева Т.А.

В статье рассматриваются расчеты на прочность оболочечных элементов оборудования перерабатывающих и пищевых производств с использованием теории оболочек, которая учитывает деформацию сдвига. Представлены постановка и метод решения задачи нелинейного деформирования осесимметрично нагруженных оболочек вращения. Приведены результаты расчета на прочность цилиндрического элемента емкостного аппарата. Сделан анализ эффективности работы оборудования с точки зрения его прочности.

Abstract

STRENGTH CALCULATIONS OF SHELL ELEMENTS FOR EQUIPMENT OF PROCESSING AND FOOD MANUFACTURES WITH THE PURPOSE OF INCREASE OF WORK EFFICIENCY

Sychev A.I., Sychev T.O.

In article it is considered strength calculations of shell elements for equipment of processing and food manufactures. The shell theory with shear deformations for calculations is used. Equalizations and method of solution for problem of axisymmetrically loaded shell of revolution in the case of nonlinear deformation are presented. Results of strength calculations for cylindrical element of food storage equipment made from an aluminium alloy are resulted. The analysis of work efficiency of equipment from the point of view of strength is done.

