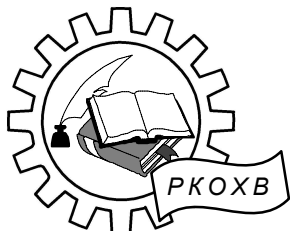


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРІЇ ТА КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ



Кафедра ОПХВ

РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНИХ КОРПУСІВ АПАРАТІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ ПІД ДІЄЮ ВНУТРІШНЬОГО ТИСКУ

Методичні вказівки до виконання практичного заняття
з дисципліни „Розрахунки та конструювання обладнання
харчових виробництв“

спеціальність 8.05050313 Обладнання переробних
і харчових виробництв
ОКР Бакалавр

Мелітополь, 2016

Розрахунок циліндричних корпусів апаратів, що працюють під дією внутрішнього тиску. Методичні вказівки для студентів спеціальності 8.05050313 Обладнання переробних і харчових виробництв ОКР Бакалавр - Таврійський державний агротехнологічний університет, 2016 - 21 с.

Розробники: к.т.н., доцент кафедри ОПХВ Бойко В.С.
к.т.н., доцент кафедри ОПХВ Буденко С.Ф.

Рецензент: к.т.н., доцент кафедри ТКМ Сушко О.В.

Розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри ОПХВ
Протокол № 10 від 16 квітня 2013 р.

Затверджено методичною комісією факультету ІКТ
Протокол № 8 від 27 травня 2013 р.

Додатковий доповнений наклад 2016 року

ЗМІСТ

1 Вказівки з підготовки до роботи.....	4
2 Теоретична частина.....	4
3 Завдання на розрахунок.....	15
4 Методика розрахунку.....	16
5 Порядок оформлення звіту.....	18
6 Контрольні запитання.....	18
Рекомендована література.....	18
Додаток А Довідкові дані до розрахунків.....	20
Таблиця А 1 Границі міцності при розтягу тонколистової та гарячекатаної товстолистової сталі.....	20
Таблиця А 2 Значення модуля поздовжньої пружності і коефіцієнта Пуассона для деяких матеріалів при різних температурах...	20
Таблиця А 3 Коефіцієнти запасу міцності для різних апаратів посудин і труб.....	20
Таблиця А 4 Коефіцієнти міцності зварних швів.....	21

Тема: Розрахунок циліндричних корпусів апаратів, що працюють під дією внутрішнього тиску

Мета роботи: вивчити методику розрахунків міцності циліндричних апаратів, що знаходяться під дією внутрішнього тиску з врахуванням спряження оболонок. Провести практичний розрахунок корпусу.

1 Вказівки з підготовки до роботи:

1.1 Завдання для самостійної підготовки до роботи *повторити:*

- загальні відомості про апарати харчового виробництва, що працюють під дією внутрішнього тиску;
- види та стадії розробки корпусів апаратів, що застосовуються в харчовому виробництві.

знати: види та стадії конструювання та розрахунків корпусів апаратів, їх обичайок та кришок.

1.2 Питання для самопідготовки

1. Наведіть загальну класифікацію посудин та апаратів, що застосовуються харчовому виробництві.
2. Наведіть класифікацію апаратів, що працюють під дією внутрішнього тиску.
3. Вкажіть основні конструктивні параметри корпусів, їх обичайок, днищ та кришок.
4. Які основні види навантажень діють на корпуси апаратів харчового виробництва?
5. Які основні показники характеризують міцність корпусу апарата?

2 Теоретична частина

У переробній і харчовій промисловості, на даний час, знайшли широке застосування ємнісні і теплообмінні апарати із циліндричними корпусами.

До таких апаратів можна віднести різні танки і посудини, призначені для зберігання харчових рідин та здійснення технологічних процесів, які протікають при внутрішньому надлишковому тиску.

Особливістю багатьох апаратів є те, що зусилля, які діють на стінки корпусу, обумовлені, головним чином, внутрішнім гідростатичним тиском рідини або газу.

Циліндричні апарати застосовують як у вертикальному, так і в горизонтальному виконаннях. Перевагу необхідно віддавати вертикальним апаратам, тому що в їх корпусах не виникають додаткові напруження згину від дії на апарат сили ваги його та рідини, що перебуває в ньому (середовища, продукту).

При тиску в апараті менш ніж 10 МПа циліндричні обичайки корпусів виконують із пластинчастих матеріалів, в основному з листів, вальцюванням з наступним з'єднанням стиків переважно зварюванням. Мідні, алюмінієві, як правило, і латунні листи з'єднують пайкою. Після з'єднання стику зварюванням або пайкою циліндричні обичайки піддають технологічному виправленню (калібруванню).

При тиску середовища менш ніж 0,8 МПа циліндричні апарати можна виготовляти литими із чавуну, бронзи, кварцового скла та ін. У цьому випадку можлива й наступна обробка внутрішньої поверхні. Циліндричні обичайки із зовнішнім діаметром до 720 мм можна виконувати зі сталевих труб.

При конструюванні зварних і паяних обичайок необхідно враховувати наступні рекомендації. Листи бажано вибирати більших розмірів, щоб загальна довжина швів була мінімальною. При розкрій необхідно прагнути до найменшої кількості поздовжніх швів. У горизонтальних апаратах не слід розташовувати поздовжні шви в нижній частині обичайки, якщо вони важкодоступні для огляду. Не слід робити отвори у швах обичайки, особливо в поздовжніх.

Якщо корпус заповнений рідиною, то гідростатичний тиск на його стінки діє змінно по висоті посудини.

При розрахунку корпуса апарата необхідно найбільшу увагу приділяти тій його області, де тиск рідини (газу) досягає найбільшої величини (наприклад, нижня область вертикальної посудини з постійною товщиною стінки).

Товщину стінок циліндричних деталей визначають за формулою:

$$\delta = \frac{p \cdot D_e}{2 \cdot \beta \cdot [\sigma] - p} + \delta_c \quad (1)$$

де p - внутрішній тиск газу в апараті, Па;

D_e - внутрішній діаметр циліндричної оболонки, м;

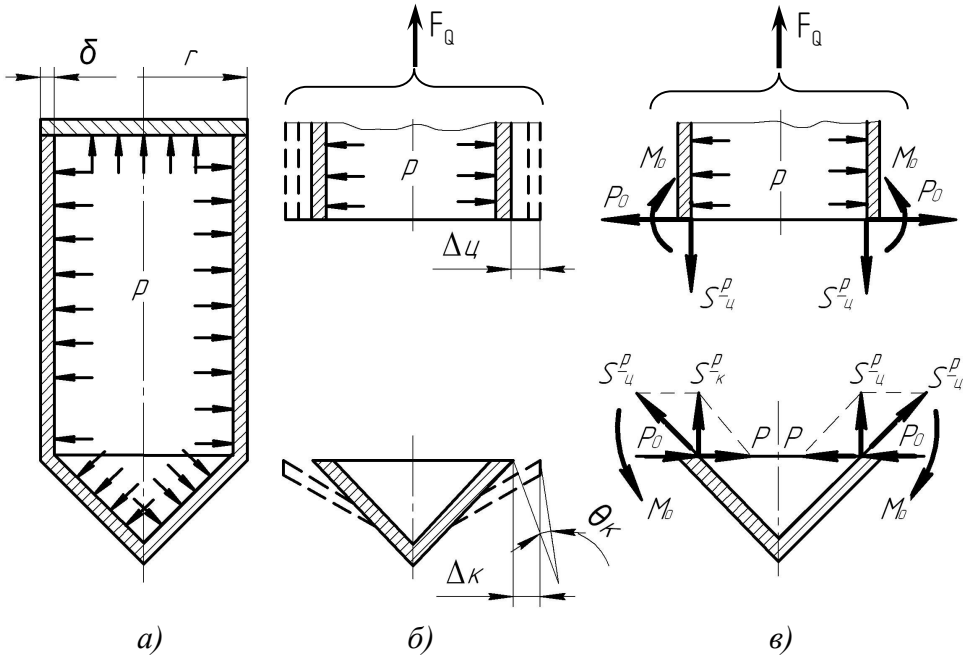
$[\sigma]$ - допустимі напруження розтягу матеріалу стінок, Па;

β - коефіцієнт міцності зварних з'єднань;

δ_c - додаткова товщина стінки, що враховує корозію.

У місцях сполучення або закріплення оболонок апарата крім меридіональних і кільцевих зусиль, обумовлених по безмоментній теорії розрахунку оболонок, виникають ще й додаткові навантаження. (Безмоментна теорія оболонок припускає, що виникаючі в оболонці напруження рівномірно розподіляються по товщині стінки. У цьому випадку обичайка не піддається згину).

Ці навантаження обумовлені взаємним впливом оболонок, кожна з яких заважає деформуватися іншій. З огляду на симетричність деформацій щодо осі симетрії апарата, вважають, що деформації оболонок викликаються рівномірно розподіленими по їх краях (по окружностях) радіальними крайовими силами P_o , і меридіональними крайовими моментами M_o (рисунок 1).



а) схема навантаження; б) схема деформацій корпусу і днища при відсутності жорсткого зв'язку; в) схема зусиль в перерізі їх сполучення

Рисунок 1 – Розрахункові схеми до розрахунків циліндричного апарата, що працює під дією внутрішнього тиску

Крайові сили і моменти виникають в з'єднаннях елементів корпусів у наступних випадках:

- оболонки, що з'єднуються, мають різну жорсткість;
- оболонки виконані з одного матеріалу, але мають різні товщини стінок;

- оболонки, що з'єднуються, мають однакові товщини стінок, але виконані з різних матеріалів;
- край оболонки має жорстке защемлення;
- на край оболонки насаджений бандаж.

При сполученні оболонок під кутом у стиковому перетині з'являються ще й рівномірно розподілені по окружності стику розпірні зусилля P , обумовлені як проекції меридіональних сил (від внутрішнього тиску газу) на площині S стикового перетину, узятих зі зворотним знаком. Вони відносяться до числа заданих навантажень.

Виникаючі в перетинах обох оболонок крайові сили і моменти повинні бути відповідно рівними по величині та зворотніми за напрямком. Розпірні ж сили входять у крайові сили як складові елементи, а їх вплив на деформації та внутрішні сили оболонок враховуються в неявному виді.

Так, наприклад, якщо на краю оболонки діють крайові сили P_o і розпірні сили P , то деформації і внутрішні сили оболонок знаходять за значенням різниці сил $P_o - P$ (Рисунок 1).

Тому що безперервність апарата в перетині не повинна перериватися, то в результаті спільної дії всіх сил на краю сполучених оболонок відбуваються однакові лінійні і кутові переміщення.

Ця умова реалізується в рівняннях спільності деформації:

$$\Delta_{\kappa}^P + \Delta_{\kappa}^{P_o} + \Delta_{\kappa}^{M_o} = \Delta_{\delta}^P + \Delta_{\delta}^{P_o - P} + \Delta_{\delta}^{M_o} \quad (2)$$

$$\theta_{\kappa}^P + \theta_{\kappa}^{P_o} + \theta_{\kappa}^{M_o} = \theta_{\delta}^P + \theta_{\delta}^{P_o - P} + \theta_{\delta}^{M_o} \quad (3)$$

де Δ - лінійні (радіальні) переміщення, м;

θ - кутові переміщення, град.;

P_o - крайові сили (питомі), Н/м;

P - розпірні сили (питомі), Н/м;

p - внутрішній тиск газу, ПА;

M_o - крайові моменти (питомі), Н·м/м.

Нижні індекси знаків деформацій указують на тип оболонки, до якої вони ставляться (κ - корпус, δ - днище), а верхні – на вид навантаження, що викликає дану деформацію.

При складанні рівнянь спільності деформацій потрібно враховувати знаки деформацій:

- радіальні переміщення вважаються позитивними, якщо вони спрямовані до осі симетрії оболонки, і негативними, якщо вони спрямовані в іншому напрямку;

- кутові переміщення вважаються позитивними, якщо вони спрямовані проти обертання годинникової стрілки і негативними при напрямку їх по годинниковій стрілці.

З вирішення рівнянь спільності деформацій знаходять крайові сили і моменти.

Внутрішні питомі навантаження визначають від кожного виду зовнішнього навантаження окремо (внутрішнього тиску p , крайових сил P_o , крайових моментів M_o), а потім підсумують їх.

Так, наприклад, сумарні зусилля в циліндричній оболонці можна представити в наступному вигляді:

$$\left. \begin{aligned} S_u &= S_u^p + S_u^{Po} + S_u^{Mo} ; \\ T_u &= T_u^p + T_u^{Po} + T_u^{Mo} ; \\ M_u &= M_u^p + M_u^{Po} + M_u^{Mo} ; \\ K_u &= K_u^p + K_u^{Po} + K_u^{Mo} , \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де S_i - меридіональні зусилля, Н/м;

T_i - кільцеві зусилля, Н/м;

M_i - меридіональні питомі моменти, Н·м/м;

K_i - кільцеві моменти, Н·м/м.

Знаючи сумарні внутрішні навантаження, можна вичислити меридіональні і кільцеві напруження, Па:

$$\sigma_s = \frac{S}{\delta} \pm \frac{6M}{\delta^2} ; \quad \sigma_t = \frac{T}{\delta} \pm \frac{6K}{\delta^2} . \quad (5)$$

Знаки напружень згину вказують, що на внутрішній поверхні оболонки волокна розтягнуті, а на зовнішній – стиснені. При зміні напрямку моментів картина стає зворотною.

Оскільки нормальними зусиллями зневажають, умову міцності оболонки апарата записують, виходячи із плоского напруженого стану. Тому, відповідно до гіпотези енергії формозміни, еквівалентні напруження визначають за формулою, Па:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_t^2 - \sigma_s \cdot \sigma_t} \leq [\sigma] \quad (6)$$

де σ_s - крайові меридіональні напруження, Па;

σ_t - крайові кільцеві напруження, Па;

$[\sigma]$ - допустимі напруження розтягу, Па.

Деформації оболонок також визначають від кожного виду навантаження окремо, а потім підсумовують.

Для апарата, навантаженого внутрішнім тиском без урахування крайових сил P_o і моментів M_o , меридіональні S і кільцеві T зусилля, лінійні деформації в площині стику оболонок, кутові деформації в площині стику оболонок, кутові деформації для різної форми (рисунк 2) можуть бути визначені по наступних залежностях:

- для циліндричної оболонки:

$$\left. \begin{aligned} S_u^p &= 0,5 p \cdot r, \text{ Н/м}; & T_u^p &= p \cdot r \text{ Н/м}; \\ \Delta_u^p &= -\frac{(2 - \mu) \cdot p \cdot r^2}{2 \cdot \delta \cdot E}, \text{ м}; & \theta_u^p &= 0, \text{ град.} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

для вільного краю конічної оболонки (днища):

$$\left. \begin{aligned} S_k^p &= \frac{0,5 p \cdot r_o}{\cos \alpha}, \text{ Н/м}; & T_k^p &= \frac{0,5 p \cdot r_o}{\cos \alpha}, \text{ Н/м} \\ \Delta_k^p &= -\frac{(1 - \mu) p \cdot r_o^2}{\delta \cdot E \cdot \cos \alpha}, \text{ м}; & \theta_k^p &= -\frac{(1 - \mu) p \cdot r_o}{\delta \cdot E \cdot \cos \alpha}, \text{ }^\circ. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

для вільного краю сферичної оболонки (днища):

$$\left. \begin{aligned} S_c^p &= T_c^p = 0,5 p \cdot R, \text{ Н/м}; & \theta_c^p &= 0, \text{ град}; \\ \Delta_c^p &= -\frac{0,5(1 - \mu) p \cdot R^2 (\sin \varphi_o)}{\delta \cdot E}, \text{ м}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де r - радіус серединної площини циліндричної оболонки, м;

μ - коефіцієнт Пуассона;

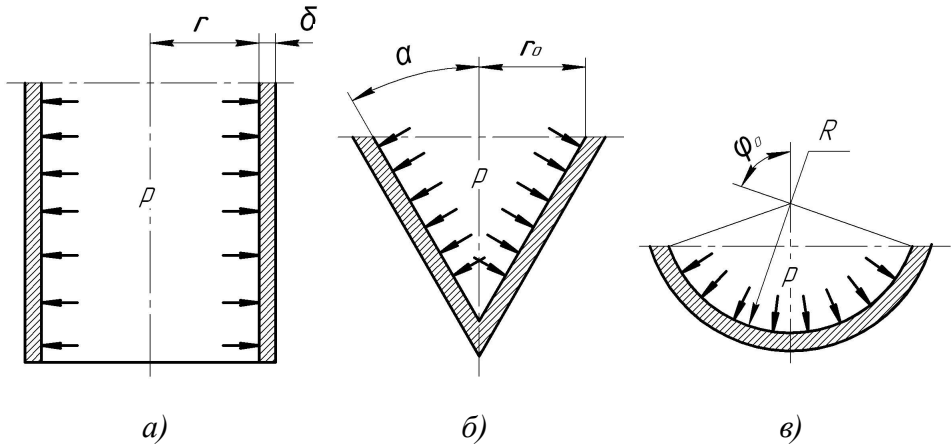
E - модуль пружності першого роду матеріалу оболонки, Па;

α - кут нахилу твірної конічної оболонки, град.;

r_o - найбільший радіус конічної оболонки, м;

φ_o - кутова характеристика сферичної оболонки, град.;

R - радіус сферичної оболонки, м.



а) циліндрична оболонка; б) конічна оболонка; в) сферична оболонка.

Рисунок 2 – Схеми навантаження оболонок різних форм внутрішнім тиском газу

Особливістю напруженого стану матеріалу стінок оболонки, викликаного крайовими навантаженнями (P_o , M_o), є зміна значень, викликаних ними сил (S , T), моментів (M , K), напружень і деформацій по міру віддалення від краю оболонки по швидко затухаючій знакозмінній хвилеподібній кривій, яка характеризується коефіцієнтом загасання.

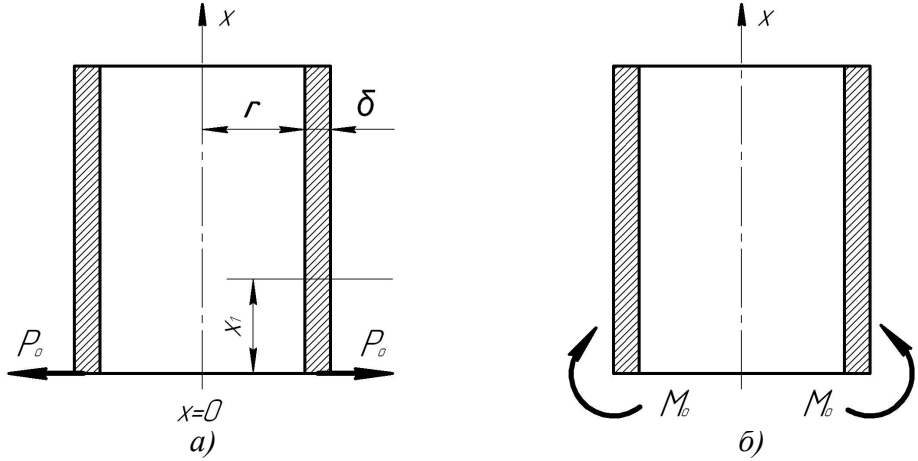
Коефіцієнти загасання для циліндричної і сферичної оболонок визначають за наступними формулами:

$$k_u = \frac{\sqrt{3 \cdot (1 - \mu^2)}}{\sqrt{r \cdot \delta}}, \quad (10)$$

$$k_c = \frac{\sqrt{3 \cdot (1 - \mu^2)}}{\sqrt{(R/\delta)}}. \quad (11)$$

У зв'язку з тим, що дія крайових навантажень поширюється на не значну область у зоні сполучення оболонок, напруження і деформації від них визначають, по-перше в зоні сполучення ($x = 0$), по-друге на відстані $x = x_l = \pi(4k)$ від зони сполучення (k - коефіцієнт загасання).

Розглянемо різні випадки навантаження для найважливіших форм оболонок (рисунок 3).



Навантаження: а) крайовими силами; б) крайовими моментами.

Рисунок 3 – Схеми навантаження циліндричних оболонок:

Циліндрична оболонка навантажена по краю силами P_o (рисунок 3, а). Внутрішні сили ($S_u^{P_o}$, $T_u^{P_o}$), моменти ($M_u^{P_o}$, $K_u^{P_o}$) і деформації ($\Delta_u^{P_o}$, $\theta_u^{P_o}$) будуть визначатися наступними вираженнями:

- на краю ($x=0$) в місці з'єднання з днищем:

$$\left. \begin{aligned} S_u^{P_o} &= 0; & T_u^{P_o} &= 2k_u \cdot r \cdot P_o; & M_u^{P_o} &= K_u^{P_o} = 0 \\ \Delta_u^{P_o} &= -\frac{2k_u \cdot r^2 \cdot P_o}{\delta \cdot E}; & \theta_u^{P_o} &= -\frac{2k_u^2 \cdot r^2 \cdot P_o}{\delta \cdot E}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

- на відстані x_l від краю:

$$\left. \begin{aligned} S_{ul}^{P_o} &= 0; & T_{ul}^{P_o} &= 0,3227 \cdot T_u^{P_o}; & M_{ul}^{P_o} &= 0,3227 \cdot P_o / k_u \\ K_{ul}^{P_o} &= \mu \cdot M_{ul}^{P_o}; & \Delta_{ul}^{P_o} &= 0,3227 \cdot \Delta_u^{P_o}; & \theta_{ul}^{P_o} &= 0,645 \cdot \theta_u^{P_o} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Розмірності зазначені вище.

Циліндрична оболонка навантажена по краю моментами M_o (рисунок 3, б). Внутрішні сили, моменти і деформації будуть дорівнювати:

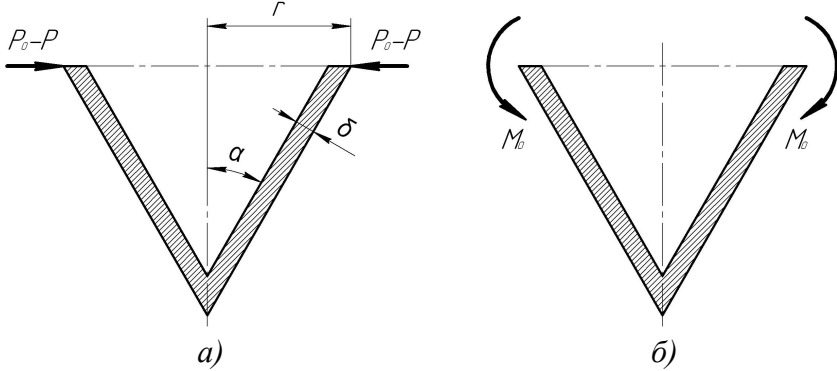
- на краю ($x=0$):

$$\left. \begin{aligned} S_u^{M_o} &= 0; & T_u^{M_o} &= 2k_u^2 \cdot r \cdot M_o; & M_u^{M_o} &= M_o; & K_u^{M_o} &= \mu \cdot M_o \\ \Delta_u^{M_o} &= -\frac{2k_u^2 \cdot r^2 \cdot M_o}{\delta \cdot E}; & \theta_u^{M_o} &= -\frac{4k_u^3 \cdot r^2 \cdot M_o}{\delta \cdot E}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

- на відстані x_l від краю:

$$\left. \begin{aligned} S_{ul}^{M_o} &= 0; & T_{ul}^{M_o} &= 0; & M_{ul}^{M_o} &= 0,645 \cdot M_o \\ K_{ul}^{M_o} &= \mu \cdot M_{ul}^{M_o}; & \Delta_{ul}^{M_o} &= 0; & \theta_{ul}^{M_o} &= 0,322 \cdot \theta_u^{M_o} \end{aligned} \right\} (15)$$

Конічна оболонка (днище) замкнута внизу і навантажена по вільному краю рівномірно розподіленими силами ($P_o - P$) (рисунок 4, а).



Навантаження: а) крайовими силами; б) крайовими моментами.

Рисунок 4 – Схеми навантаження конічних оболонок:

У цьому випадку розпірна сила P , внутрішні сили $S_K^{P_o-P}$; $T_K^{P_o-P}$ і моменти $M_K^{P_o-P}$; $K_K^{P_o-P}$, лінійна деформація $\Delta_K^{P_o-P}$ краю в площині, перпендикулярній осі оболонки, та кутова деформація вільного краю $\theta_K^{P_o-P}$ будуть дорівнювати:

$$\left. \begin{aligned} P &= -S_K^P \cdot \sin \alpha; & S_K^{P_o-P} &= -(P_o - P) \sin \alpha; \\ T_K^{P_o-P} &= -2 \cdot \sqrt[4]{3(1-\mu)} \cdot \sqrt{(r_o/\delta)} \cos \alpha \cdot (P_o - P); \\ M_K^{P_o-P} &= 0; & K_K^{P_o-P} &= 0; \\ \Delta_K^{P_o-P} &= \frac{2r_o \cdot \sqrt[4]{3(1-\mu)}}{\delta \cdot E} \cdot \sqrt{(r_o/\delta)} \cos \alpha \cdot (P_o - P); \\ \theta_K^{P_o-P} &= \frac{2r_o \cdot \sqrt{3(1-\mu)}}{\delta^2 \cdot E} \cdot (P_o - P) \end{aligned} \right\} (16)$$

На рисунку 4 б) показана конічна оболонка навантажена по вільному краю радіальними рівномірно розподіленими моментами M_o

У цьому випадку внутрішні сили $S_K^{M_o}$, $T_K^{M_o}$ і моменти $M_K^{M_o}$, $K_K^{M_o}$ лінійна деформація $\Delta_K^{M_o}$ краю в площині, перпендикулярній осі оболонки, і кутова деформація $\theta_K^{M_o}$ краю будуть дорівнювати:

$$\left. \begin{aligned} S_K^{M_o} &= 0; \quad T_K^{M_o} = 2M_o \cdot \sqrt{3(1-\mu^2)/\delta}; \quad M_K^{M_o} = M_o; \\ K_K^{M_o} &= \mu \cdot M_o; \quad \Delta_K^{M_o} = -\frac{2r_o \cdot M_o \sqrt{3(1-\mu^2)}}{\delta^2 \cdot E} \\ \theta_K^{M_o} &= -\frac{4M_o \cdot \sqrt[4]{3(1-\mu)} \cdot \sqrt{r_o/(\delta \cdot \cos \alpha)}}{\delta^2 \cdot E} \end{aligned} \right\} (17)$$

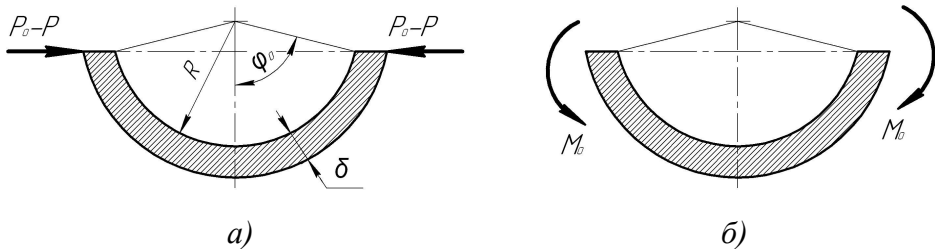
На рисунку 5 а) показана сферична оболонка (днище посудини), яка навантажена по вільному краю радіальними, рівномірно розподіленими силами $P_o - P$.

Внутрішні сили $S_c^{P_o-P}$, $T_c^{P_o-P}$ і моменти $M_c^{P_o-P}$, $K_c^{P_o-P}$ лінійна деформація краю $\Delta_c^{P_o-P}$ в перпендикулярній до осі оболонки площині і кутова деформація краю $\theta_c^{P_o-P}$ будуть дорівнювати:

$$\left. \begin{aligned} P &= -S_c^P \cdot \cos \varphi_o; \quad S_c^{P_o-P} = -(P_o - P) \cdot \cos \varphi_o; \\ T_c^{P_o-P} &= -2k(P_o - P) \cdot \sin \varphi_o; \\ \Delta_c^{P_o-P} &= (2/\delta) \cdot (k_c/E) \cdot (P_o - P)R \cdot \sin^2 \varphi_o; \\ \theta_c^{P_o-P} &= (2/\delta) \cdot (k_c^2/E) \cdot (P_o - P) \cdot \sin \varphi_o; \\ M_c^{P_o-P} &= 0; \quad K_c^{P_o-P} \approx -(D/R) \cdot \theta_c^{P_o-P} \cdot \operatorname{ctg} \varphi_o. \end{aligned} \right\} (18)$$

де P - питома розпірна сила, Н/м;

D - циліндрична жорсткість сферичної оболонки, Н·м.



Навантаження: а) крайовими силами; б) крайовими моментами

Рисунок 5 – Схеми навантаження сферичних оболонок:

Розглянемо схему навантаження по вільному краю сферичної оболонки радіальними, рівномірно розподіленими моментами M_o (рисунок 5, б). Внутрішні сили $S_c^{M_o}$, $T_c^{M_o}$ і моменти $M_c^{M_o}$, $K_c^{M_o}$, лінійна деформація краю $\Delta_c^{M_o}$ у перпендикулярній до осі оболонки площини і умови деформації краю $\theta_c^{M_o}$ будуть дорівнювати:

$$\left. \begin{aligned} S_c^{M_o} &= 0; & T_c^{M_o} &= 2k_c^2 \cdot M_o / R; \\ M_c^{M_o} &= M_o; & K_c^{M_o} &\approx \mu \cdot M_o; \\ \Delta_c^{M_o} &= -\frac{2k_c^2 \cdot M_o \cdot \sin \varphi_o}{\delta^2 \cdot E}; & \theta_c^{M_o} &= -\frac{4k_c^3 \cdot M_o}{\delta^2 \cdot E \cdot R} \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

З вирішення рівнянь спільності деформацій циліндричної і сферичної оболонок крайові сили P_o та крайові моменти M_o будуть виражені наступними залежностями

$$P_o = \frac{p[1 - \mu - (2 - \mu) \sin \varphi_o]}{4k_u(1 + \sqrt{\sin \varphi_o}) \sin \varphi_o} - \frac{p \cdot r}{2} \cdot \frac{\sqrt{\sin \varphi_o}}{1 + \sqrt{\sin \varphi_o}} \cdot \operatorname{ctg} \varphi_o \quad (20)$$

$$M_o = \frac{p \cdot r}{4k_u} \cdot \frac{\sqrt{\sin \varphi_o}}{1 + \sqrt{\sin \varphi_o}} \cdot \operatorname{ctg} \varphi_o. \quad (21)$$

У випадку сполучення циліндричного корпусу і напівсферичного днища крайові сили та крайові моменти будуть дорівнювати:

$$P_o = \frac{P}{8k_u}; \quad M_o = 0. \quad (22)$$

У випадку сполучення циліндричного корпусу і плоского масивного днища крайові сили та крайові моменти будуть дорівнювати:

$$P_o = \frac{P \cdot (2 - \mu)}{2k_u}; \quad M_o = \frac{P \cdot (2 - \mu)}{4k_u^2}. \quad (23)$$

У випадку сполучення циліндричного корпусу і плоского днища із шарнірним його закріпленням для визначення крайового моменту необхідно попередньо знайти кут повороту краю плоского днища, потім скласти рівняння спільності кутових деформацій корпусу апарата і днища, з якого можна визначити крайовий момент:

$$M_o = \frac{P \cdot r^3 \cdot k_u}{8(1 + \mu)} - \frac{1}{k_u} \quad (24)$$

3 Завдання на розрахунок

Апарат, що складається із циліндричного корпусу і сферичних днища та кришки, перебуває при заданій робочій температурі під дією надлишкового внутрішнього тиску газу p , МПа.

Діаметр циліндричної обичайки D_e , м. Кутова характеристика сферичної оболонки ϕ . Матеріал оболонок – сталь.

Стиковий зварний шов виконаний із двостороннім суцільним проваром (довжина контрольованих швів становить 50% від їх загальної довжини). Стінки біля отворів не укріплені.

Необхідно визначити товщину стінки апарата і розрахувати її на міцність у місці сполучення оболонок, а також лінійну і кутову деформації оболонок у місці їх сполучення.

Визначити напруження в циліндричній оболонці на відстані напівхвилі від місця сполучення.

4 Методика розрахунку

4.1 Визначаються допустимі напруження матеріалу посудини:

$$[\sigma] = \sigma_{\epsilon} / n_s,$$

де σ_{ϵ} - границя міцності матеріалу, МПа (таблиця А1);

n_s - коефіцієнт запасу міцності (таблиця А3).

4.2 Визначаємо товщину стінки циліндричної обичайки апарата (без урахування додаткової товщини на корозію) за формулою (1).

Коефіцієнт міцності зварних швів приймається відповідно до таблиці А4. Розраховану товщину стінки округлюємо до значення з нормального ряду чисел.

4.3 Визначаємо за формулою (10) коефіцієнт загасання для циліндричної оболонки k_u (1/м).

4.4 За формулами (20) і (21) визначаються питомі крайові сили, (Н/м) і питомі крайові моменти (Н/м).

4.5 Навантаження і деформації циліндричної оболонки визначаємо:

- при навантаженні її внутрішнім тиском газу за формулами (7);
- при навантаженні її крайовими силами за формулами (12);
- при навантаженні її на краю моментами за формулами 14.

4.6 Визначаємо сумарні навантаження за рівняннями (4):

- меридіанні зусилля S_u ;
- кільцеві зусилля T_u ;
- меридіанні моменти M_u ;
- кільцеві моменти K_u .

4.7 Визначаємо сумарні деформації за формулами:

- лінійні $\Delta_u = \Delta_u^p + \Delta_u^{Po} + \Delta_u^{Mo}$;
- кутові $\theta_u = \theta_k^p + \theta_k^{Po} + \theta_k^{Mo}$.

4.8 Визначаємо за формулами (5) меридіанні і кільцеві напруження.

При визначенні обов'язково враховувати знак ($\pm$) між дробами доданками і в результаті одержати по два результати для кожного з видів напружень (при застосуванні знака (+) буде одержана пара значень напружень на внутрішніх волокнах корпусу, при застосуванні знака (-) пара значень на зовнішніх волокнах.

4.9 Еквівалентні напруження визначаються за формулою (6) окремо для внутрішніх і зовнішніх волокон циліндричної обичайки. Після розрахунку напруження порівнюються з допустимими, і якщо вони більші за допустимі потрібно збільшити товщину стінки.

4.10 Приймаємо товщину сферичного днища рівною товщині стінки корпусу і знаходимо циліндричну жорсткість сферичної оболонки за формулою:

$$D = \frac{E \cdot \delta^3}{12(1 - \mu)},$$

Значення модуля пружності і коефіцієнта Пуассона приймаємо за даними таблиці А 2.

4.11 Визначаємо значення зусиль і моментів, які діють на оболонку, а також її деформації:

- при навантаженні внутрішнім тиском газу – за формулами (9);
- при навантаженні радіальними рівномірно розподіленими зусиллями – за формулами (18);
- при навантаженні крайовими моментами – за формулами (19).

4.12 Визначаємо сумарні навантаження і деформації за формулами, які застосовувались п. 6 і 7 даної методики.

4.13 Напруження меридіанні, кільцеві і еквівалентні визначаються за п.8 і 9 методики і порівнюються з допустимими.

4.14 Визначаються напруження в циліндричній оболонці на відстані напівхвилі.

- відстань x_l від краю:

$$x_l = \pi / 4k_u.$$

- внутрішні зусилля від тиску газу визначаються за формулою (7);
- внутрішні зусилля від крайових сил – за формулою (13);
- внутрішні зусилля від крайових моментів – за формулою (13);
- сумарні зусилля і моменти визначаються за п.6 методики.

4.15 Напруження меридіанні, кільцеві і еквівалентні визначаються за п.8 і 9 методики і порівнюються з допустимими.

Таким чином, корпус апарата тричі перевіряється на міцність. І якщо отримані розрахунковим шляхом еквівалентні напруження у всіх трьох місцях перевірки не перевищують допустимі, розрахунок апарата на міцність можна вважати закінченим.

5 Порядок оформлення звіту

Звіт про розрахунково-проектну роботу оформляється відповідно до встановлених вимог і містить у собі:

- мету роботи;
- вихідні дані;
- теоретичну частину, у якій приводяться основи розрахунків на міцність циліндричних корпусів апаратів, які навантажені внутрішнім тиском і оснащені конічними та сферичними днищами.
- розрахункову частину, у якій наводяться розрахунки на міцність корпуса апарата з циліндричною обичайкою і сферичним днищем за індивідуальним варіантом;
- графічну частину, у якій дається ескізи розрахованого корпуса і днища апарата.

6 Контрольні запитання

1 Перерахуйте відомі вам процеси харчового і переробного виробництва, в яких застосовують посудини і ємнісні апарати навантажені внутрішнім тиском.

2 За якими міркуваннями розраховують і приймають допустимі напруження при розрахунках корпусів апаратів на міцність?

3 Від яких умов залежить вибір коефіцієнта, що враховує міцність зварних швів?

4 Як змінюється значення модуля пружності першого роду і коефіцієнта Пуассона для сталі при підвищенні температури?

5 Які зусилля і моменти виникають під дією внутрішнього тиску і як вони діють на елементи циліндричних корпусів апаратів?

Рекомендована література

1 Зимняков В.М. Практикум по расчетам и конструированию машин и аппаратов перерабатывающих производств / В.М. Зимняков, И.В. Назаров, А.И. Удовкин, Н.В. Щербина. – Пенза:, 2003. – 311 с.

2 Остриков А.Н. Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств / А.Н. Остриков, О.В. Абрамов. – СПб.: ГИОРД, 2003. - 352 с.

3 Харламов С.В. Практикум по расчетам и конструированию машин и аппаратов перерабатывающих производств / С.В. Харламов. – Л.: Агропромиздат, 1991. – 256 с.

Таблиця 1 – Варіанти індивідуальних завдань

Варіант	Діаметр внутрішній, $D_{в}, \text{м}$	Внутрішній тиск, $p, \text{МПа}$	Робоча температура $T, ^\circ\text{C}$	Кут сфери днища, $\varphi_0, ^\circ$	Марка сталі
1	0,45	0,11	40	60	20
2	0,50	0,12	60	65	20
3	0,55	0,13	80	70	25
4	0,60	0,14	100	75	18H10T
5	0,65	0,15	120	80	X18H12T
6	0,70	0,16	140	60	10
7	0,75	0,17	160	65	20
8	0,80	0,18	180	70	20
9	0,85	0,19	180	75	25
10	0,90	0,20	20	80	18H10T
11	0,95	0,21	40	60	X18H12T
12	1,00	0,22	60	65	10
13	0,85	0,10	80	70	20
14	0,90	0,11	100	75	20
15	0,95	0,12	120	80	25
16	1,00	0,13	140	60	18H10T
17	1,05	0,14	160	65	X18H12T
18	1,10	0,15	180	70	10
19	1,15	0,16	20	75	20
20	1,20	0,17	40	80	20
21	1,25	0,18	60	60	25
22	1,30	0,19	100	65	18H10T
23	1,35	0,20	120	70	X18H12T
24	1,40	0,21	140	75	10
25	1,45	0,23	160	80	20

Додаток А
(довідковий)

Довідкові дані до розрахунків

Таблиця А 1 Границі міцності при розтягу тонколистової та гарячекатаної товстолстової сталі

Марка сталі	Границя міцності, σ_{σ} , МПа	Марка сталі	Границя міцності, σ_{σ} , МПа
0,8	275...370	20	340...490
10КП	275...410	25	390...540
10	340	30	440...590
15КП	315...440	35	490...635
15	315...440	40	540...685

Таблиця А 2 Значення модуля поздовжньої пружності і коефіцієнта Пуассона для деяких матеріалів при різних температурах

Матеріал	Модуль пружності $E \cdot 10^5$ МПа і коефіцієнта Пуассона μ , при температурі									
	20 °C		100 °C		150 °C		200 °C		250 °C	
	E	μ	E	μ	E	μ	E	μ	E	μ
Сталь вуглецева	1,99	0,28	1,91	0,27	1,86	0,26	1,81	0,29	1,76	0,24
Сталь легована	2,15	0,30	2,00	0,29	1,99	0,28	1,97	0,27	1,94	0,26

Таблиця А 3 Коефіцієнти запасу міцності для різних апаратів посудин і труб

Рід посудин	Коефіцієнти запасу міцності
Посудини зварні і безшовні при наявності надійно укріплених стінок біля отворів, а так само при відсутності отворів: - без обігріву - з обігрівом	3,5 4,0
Посудини зварні і безшовні при наявності неукріплених стінок біля отворів з розвальцьованими в них трубами: - без обігріву - з обігрівом	3,75 4,25
Безшовні труби Трубопроводи	3,80 4,0

Таблиця А 4 Коефіцієнти міцності зварних швів

ВИДИ ЗВАРНИХ ШВІВ	Значення коефіцієнтів міцності зварних швів при відносній довжині контрольованих ділянок	
	100%	Від 10% до 50%
Стиковий або тавровий із двохстороннім суцільним проваром, виконаний автоматичним або напівавтоматичним зварюванням	1,0	0,9
Стиковий з підваром кореня шва або тавровий із двостороннім суцільним проваром, виконаний вручну	1,0	0,9
Стиковий, доступний зварюванню тільки з однієї сторони, що має у процесі зварювання металеву підкладку з боку кореня шва, яка прилягає по всій довжині шва до основного металу	0,9	0,8
Тавровий виконаний з конструктивним зазором деталей, що зварюють	0,8	0,65
Стиковий, виконаний автоматичним або напівавтоматичним зварюванням з однієї сторони із флюсової або керамічною підкладкою	0,9	0,8
Стиковий, виконаний з однієї сторони	0,9	0,65

