

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

**РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ НЕСУЧИХ
ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ.
РОЗРАХУНОК НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ
ОБИЧАЙКИ В МІСЦІ РОЗТАШУВАННЯ
СІДЛОВОЇ ОПОРИ**

Навчальний посібник

Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра
за освітньою програмою
«Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії»
спеціальності 133 Галузеве машинобудування

Укладачі: І. А. Андреев, О. В. Гусарова

Електронне мережеве навчальне видання

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2024

УДК 621.01–66.05
А65

Укладачі: *Андреев Ігор Анатолійович*, канд. техн. наук, доц.
Гусарова Олена Віталіївна, канд. техн. наук, ст. викл.

Рецензент *Дахненко Валерій Леонідович*, к.т.н., с.н.с.
ІТТФ НАН України

Відповідальний редактор *Корнієнко Ярослав Микитович*, д-р техн. наук, проф

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 4 від 01.02.2024 р.)
за поданням вченої ради інженерно-хімічного факультету
(протокол № 1 від 29.01.2024 р.)*

А65 Розрахунок і конструювання несучих елементів конструкцій. Розрахунок несучої здатності обичайки в місці розташування сідлової опори [Електронний ресурс]: навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освіт. програмою «Комп'ютерно-інтегровані технології проєктування обладнання хімічної інженерії» спеціальності 133 Галузеве машинобудування / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: І. А. Андреев, О. В. Гусарова. – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. – 101 с.

Посібник містить конструкції опорних вузлів горизонтальних циліндричних апаратів, теорію, алгоритми і приклади розрахунків несучої здатності обичайки в місці розташування сідлової опори. Наведені необхідні довідкові дані для виконання розрахунків.

Для здобувачів ступеня бакалавра за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування.

УДК 621.01–66.05

Реєстр. № НП 23/24-287. Обсяг 3,7 авт. арк.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
проспект Берестейський, 37, м. Київ, 03056
<https://kpi.ua>

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 5354 від 25.05.2017 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
ОСНОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ.....	6
1 КОНСТРУКЦІЇ І ЗАСТОСУВАННЯ СІДЛОВИХ ОПОР	10
Питання для самоконтролю до розділу 1	11
2 ПЕРЕВІРКА НЕСУЧОЇ СПРОМОЖНОСТІ ОБИЧАЙКИ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ СІДЛОВИХ ОПОР	12
2.1 Розрахункові схеми визначення навантажень	12
2.2 Перевірка несучої здатності обичайки у перерізі між опорами	17
2.2.1 Посудини, які працюють під внутрішнім надлишковим тиском і посудини без тиску	17
2.2.2 Посудини, які працюють під зовнішнім тиском	18
2.3 Перевірка несучої здатності обичайки, яка не укріплена кільцями жорсткості в області опорного вузла	18
2.4 Перевірка несучої здатності обичайки з кільцем жорсткості в області опорного вузла	22
Питання для самоконтролю до розділу 2	24
3 РОЗРАХУНОК ДОПУСТИМИХ НАВАНТАЖЕНЬ	26
3.1 Розрахунок допустимого зовнішнього тиску	26
Питання для самоконтролю до розділу 3.1	28
3.2 Розрахунок допустимої осьової стискуючої сили	29
Питання для самоконтролю до розділу 3.2	32
3.3 Розрахунок допустимого згинаючого моменту	33
Питання для самоконтролю до розділу 3.3	33
3.4 Розрахунок допустимої поперечної сили	34
4 АЛГОРИТМ І ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ ОБИЧАЙКИ В МІСЦІ РОЗТАШУВАННЯ СІДЛОВОЇ ОПОРИ	35

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ...	92
ДОДАТКИ.....	94
Додаток А. Допустимі напруження сталей.....	94
Додаток Б. Модулі поздовжньої пружності в умовах розтягу.....	100
Додаток В. Коефіцієнти міцності зварних швів.....	101

ВСТУП

У навчальному посібнику містяться теоретичні відомості основ конструювання та інженерних розрахунків, сучасні стандартні розрахункові формули, питання для самоконтролю, приклади розрахунку, а також довідковий матеріал для забезпечення проведення розрахунків несучої здатності обичайки посудин та апаратів в місці розташування сідлової опори. Розроблені алгоритми розрахунків і наведені приклади будуть корисні при виконанні студентами практичних завдань, курсових і дипломних проєктів.

Розглянутий у навчальному посібнику матеріал відповідає освітньому компоненту "Розрахунок і конструювання несучих елементів конструкцій".

Основні стандартизовані терміни і визначення, вимоги до конструювання і виготовлення обладнання та окремих елементів, класифікація сталей і чавунів та їх застосування, методики визначення допустимих напружень і нормативних параметрів, основи теорії розрахунку, а також розрахунки на міцність і стійкість елементів тонкостінних посудин та апаратів, які знаходяться під дією внутрішнього і зовнішнього тисків наведені у попередніх роботах [1–4].

ОСНОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

A_k – площа поперечного перерізу кільця жорсткості, м²;

a – довжина виступаючої циліндричної частини посудини разом з відбортовкою днища, м;

B_1 – коефіцієнт;

b – ширина сідлової опори, м;

b_2 – ширина підкладного листа, м;

C – сума додатків до розрахункової товщини стінки, м;

D – внутрішній діаметр циліндричної обичайки/випуклого днища, м;

E – модуль пружності в умовах розтягу за розрахункової температури, МПа;

E_{20} – модуль пружності в умовах розтягу при 20° С, МПа;

e – довжина вільно виступаючої частини еквівалентної посудини, м;

e_4 – відстань між стінкою посудини та нейтральною віссю кільця жорсткості при пластичному згині, м;

F – розрахункова стискаюча сила, МН;

F_e – ефективна осьова сила від місцевих мембранних напружень, що діють в області опори, МН;

F_i – розрахункова сила, що діє на i -у сідлову опору, МН;

$[F]$ – допустиме осьове стискуюче зусилля, МН;

$[F]_2$ – допустиме опорне зусилля від навантаження в меридіональному напрямку, МН;

$[F]_3$ – допустиме опорне зусилля від навантаження в окружному напрямку, МН;

$[F]_E$ – допустима осьова стискуюча сила з умов стійкості в границях пружності, МН;

$[F]_{E1}$ – допустима осьова стискуюча сила з умов місцевої стійкості в границях пружності, МН;

$[F]_{E2}$ – допустима осьова стискаюча сила з умов загальної стійкості в границях пружності, МН;

$[F]_{\sigma}$ – допустима осьова стискаюча сила з умови міцності, МН;

G – власна вага посудини з вмістом в умовах монтажу, експлуатації або випробування, Н;

H – висота опуклої частини днища по внутрішній поверхні без урахування циліндричної відбортовки, м;

K_1, K_2, K_9 – коефіцієнти;

K_{10}, K_{11} – коефіцієнти, що враховують вплив ширини поясу опори;

K_{12}, K_{13}, K_{14} – коефіцієнти, що враховують вплив кута охоплення;

K_{15}, K_{16} – коефіцієнти, що враховують вплив відстані від середини опори до днища та кута охоплення;

K_{17} – коефіцієнт, що враховує вплив ширини поясу опори та кута охоплення;

K_{18} – коефіцієнт, що залежить від кута охоплення;

L – довжина циліндричної частини посудини включно з довжиною циліндричної відбортовки днища, м;

l_1 – відстань між двома сідловими опорами, м;

l_R – розрахункова довжина, м;

l_e – ефективна несуча довжина стінки посудини, м;

l_{np} – зведена довжина циліндричної обичайки, м;

M – розрахунковий згинальний момент, МН·м;

M_0 – розрахунковий згинальний момент, що діє на консольну частину обичайки, МН·м;

M_1, M_2 – згинальні моменти над опорами, МН·м;

M_{12} – максимальний згинальний момент між опорами, МН·м;

M_y – розрахунковий згинальний момент між i -ю і j -ю опорами ($i = 1, 2, \dots, n/2, \dots, n; j = i+1, \dots, n-1$), МН·м;

$[M]$ – допустимий згинальний момент, МН·м;

$[M_T]$ – допустимий згинальний момент для кільця жорсткості, МН·м;

$[M]_E$ – допустимий згинальний момент з умов стійкості в границях пружності, МН·м;

$[M]_\sigma$ – допустимий згинальний момент з умов міцності, МН·м;

n_y – коефіцієнт запасу стійкості для робочих умов;

n_{yn} – коефіцієнт запасу стійкості для умов випробувань;

p – розрахунковий тиск, МПа;

$[p]$ – допустимий внутрішній надлишковий або зовнішній тиск, МПа;

$[p]_E$ – допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності у робочих умовах, МПа;

$[p]_{Eи}$ – допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності в умовах випробувань, МПа;

$[p]_\sigma$ – допустимий зовнішній тиск з умов міцності у робочих умовах, МПа;

$[p]_{\sigmaи}$ – допустимий зовнішній тиск з умов міцності при випробуваннях, МПа;

r – радіус нейтрального волокна кільця жорсткості, м;

Q – розрахункова поперечна сила, МН;

Q_i – поперечне зусилля в перерізі оболонки над опорою, Н;

$[Q]$ – допустима поперечна сила, МН;

$[Q]_E$ – допустима поперечна сила з умов стійкості в границях пружності, МН;

$[Q]_\sigma$ – допустима поперечна сила з умов міцності, МН;

q – розподілене вагове навантаження для балки, Н/м;

S – виконавча товщина стінки обичайки, м;
 S_2 – виконавча товщина підкладного листа, м;
 S_e – ефективна товщина обичайки з кільцем жорсткості, м;
 S_{ef} – ефективна товщина обичайки з підкладним листом, м;
 t – ширина ділянки кільця жорсткості в місці приварювання до стінки обичайки, м;
 W_p – пластичний момент опору площі поперечного перерізу профілю, включаючи площу $l_e \cdot S_e$, м³;
 β_l – параметр, який визначається шириною поясу опори;
 γ – параметр, що визначається відстанню від середини опори до днища;
 δ_1 – кут охоплення сідлової опори, рад;
 δ_2 – кут охоплення посудини підкладним листом, рад;
 λ – гнучкість;
 $\bar{\sigma}_{mx}$ – загальне мембранне меридіанне напруження, МПа;
 $[\sigma]$ – допустиме напруження при розрахунковій температурі, МПа;
 $[\sigma_i]$ – граничне напруження вигину, МПа;
 $[\sigma]_u$ – допустиме напруження в умовах випробувань, МПа;
 $[\sigma]_k$ – допустиме напруження для матеріалу кільця жорсткості, МПа;
 φ – коефіцієнт міцності зварних швів обичайки, розташованих в області опорного вузла;
 $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – коефіцієнти;
 ϑ_1 – коефіцієнт, який являє собою відношення місцевих мембранних напружень до місцевих напруженням вигину;
 ϑ_2 – коефіцієнт, що враховує ступінь навантаження загальними мембранними напруженнями.

Тлумачення позначень в тексті подається один раз при їх першому використанні.

1 КОНСТРУКЦІЇ І ЗАСТОСУВАННЯ СІДЛОВИХ ОПОР

Сідлові опори застосовуються для горизонтальних посудин або апаратів. Кількість сідлових опор визначається розрахунком залежно від довжини і маси посудини. Розрахункові моделі посудин наведені на рис. 1.1.

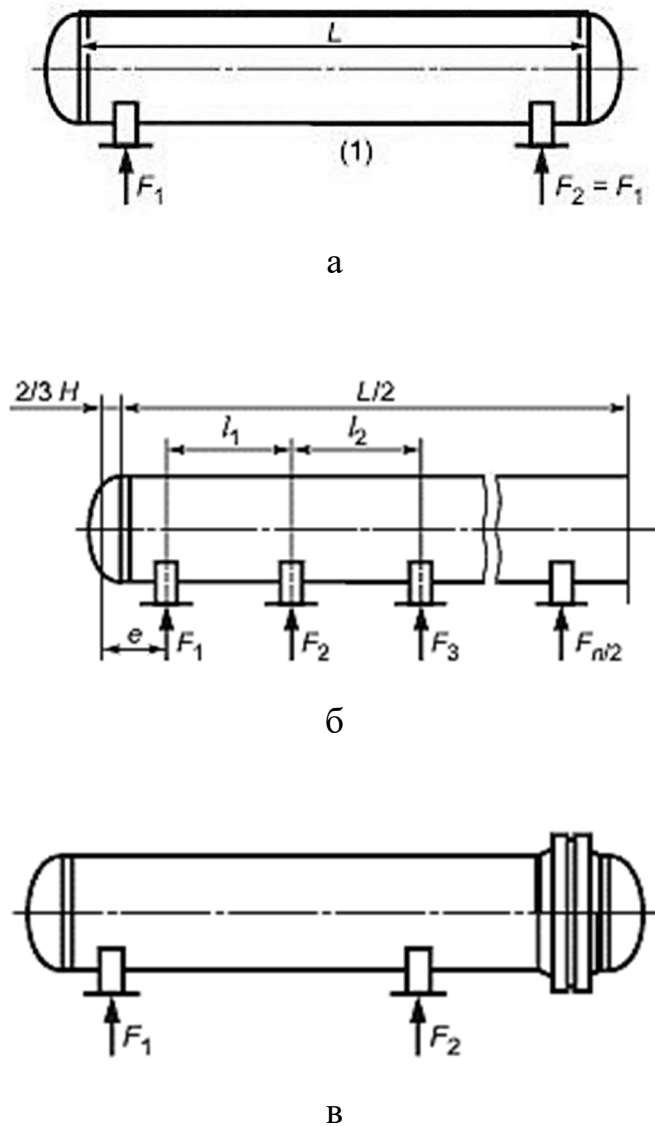


Рисунок 1.1 – Розрахункові моделі посудин, що опираються симетрично на 2 опори (а), симетрично на 3 або більше опор (б) і такої, що опирається на опори несиметрично (в)

Одна з опор нерухома (приварна), решта – рухомі (кріпляться болтами, а отвори під фундаментні болти виконуються овальними). Така конструкція дозволяє посудині вільно подовжуватися при високих температурах.

Відстань між нерухомою та рухомими опорами вибирається така, щоб температурне подовження посудини між суміжними опорами не перевищувала 35 мм.

Регульовальні болти допускають навантаження на одну опору при незаповненій посудині не більше 160 кН.

Зварювання деталей сідлових опор між собою виконується суцільним одностороннім нахлистовим або кутовим двостороннім швом. Зварювання опори суцільним одностороннім швом без підкладного (опорного) листа безпосередньо до корпусу посудини допускається лише для посудин з зовнішніми діаметрами від 159 до 630 мм.

Фундаментні болти рухомої опори повинні мати контргайки і не затягуватися. При цьому зазор між гайкою та опорою має бути 1...2 мм.

Дуже важкі посудини встановлюють на катки, тому що зусилля опору може бути дуже великим.

Питання для самоконтролю до розділу 1

- 1 Коли застосовуються сідлові опори?
- 2 Навести розрахункові моделі посудин, в яких застосовуються сідлові опори.
- 3 Обґрунтувати виконання частини сідлових опор рухомими.
- 4 Як вибирається відстань між нерухомою та рухомими опорами?

2 ПЕРЕВІРКА НЕСУЧОЇ СПРОМОЖНОСТІ ОБИЧАЙКИ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ СІДЛОВИХ ОПОР

Методика розрахунку подана відповідно до ГОСТ 34233.5 [5].

Розрахункові формули застосовні при виконанні умов:

$$60^\circ \leq \delta_1 \leq 180^\circ;$$

$$\frac{S - C}{D} \leq 0,05;$$

$$S_2 \geq S;$$

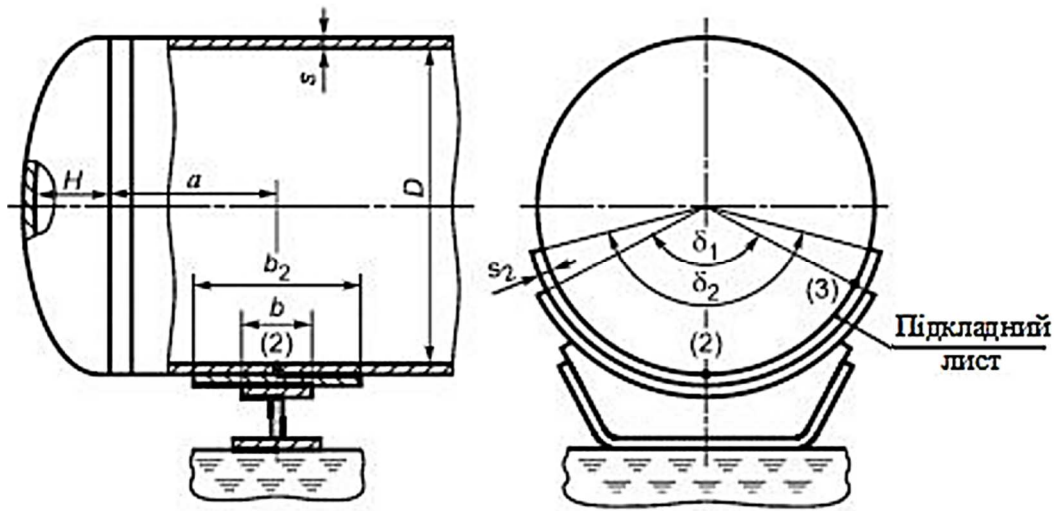
$$\delta_2 \geq \delta_1 + 20^\circ;$$

$$A_k \geq (S - C)\sqrt{D(S - C)},$$

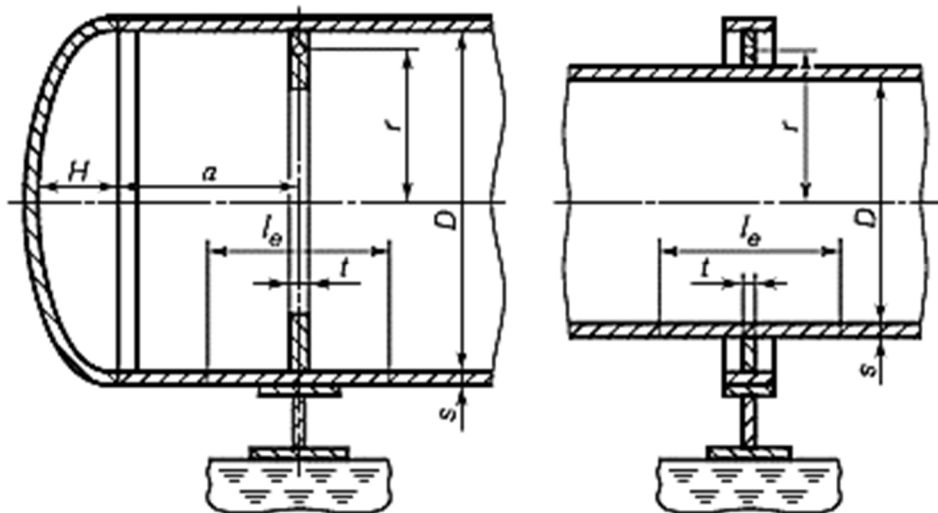
де A_k – площа поперечного перерізу кільця жорсткості, м²; C – сума додатків до розрахункової товщини стінки, м; D – внутрішній діаметр циліндричної обичайки або випуклого днища, м; S – виконавча товщина стінки обичайки, м; S_2 – виконавча товщина підкладного листа, м; δ_1 – кут охоплення сідлової опори, град.; δ_2 – кут охоплення посудини підкладним листом, град. (рис. 2.1).

2.1 Розрахункові схеми визначення навантажень

За основну розрахункову схему для визначення опорних зусиль, моментів і поперечних зусиль приймають балку змінного кільцевого перерізу, шарнірно оперту в місцях розташування опор і навантажену в загальному випадку розподіленими і зосередженими зусиллями залежно від конструкції посудини. Розрахункові зусилля і моменти визначають методами будівельної механіки.



а



б

Рисунок 2.1 – Циліндрична обичайка не підкріплена кільцями жорсткості (а) і циліндрична обичайка підкріплена кільцями жорсткості (б)

На рис. 2.2 подані можливі розрахункові схеми для циліндричної посудини постійного перерізу з еліптичними днищами, симетрично опертої на дві, три і більше опори.

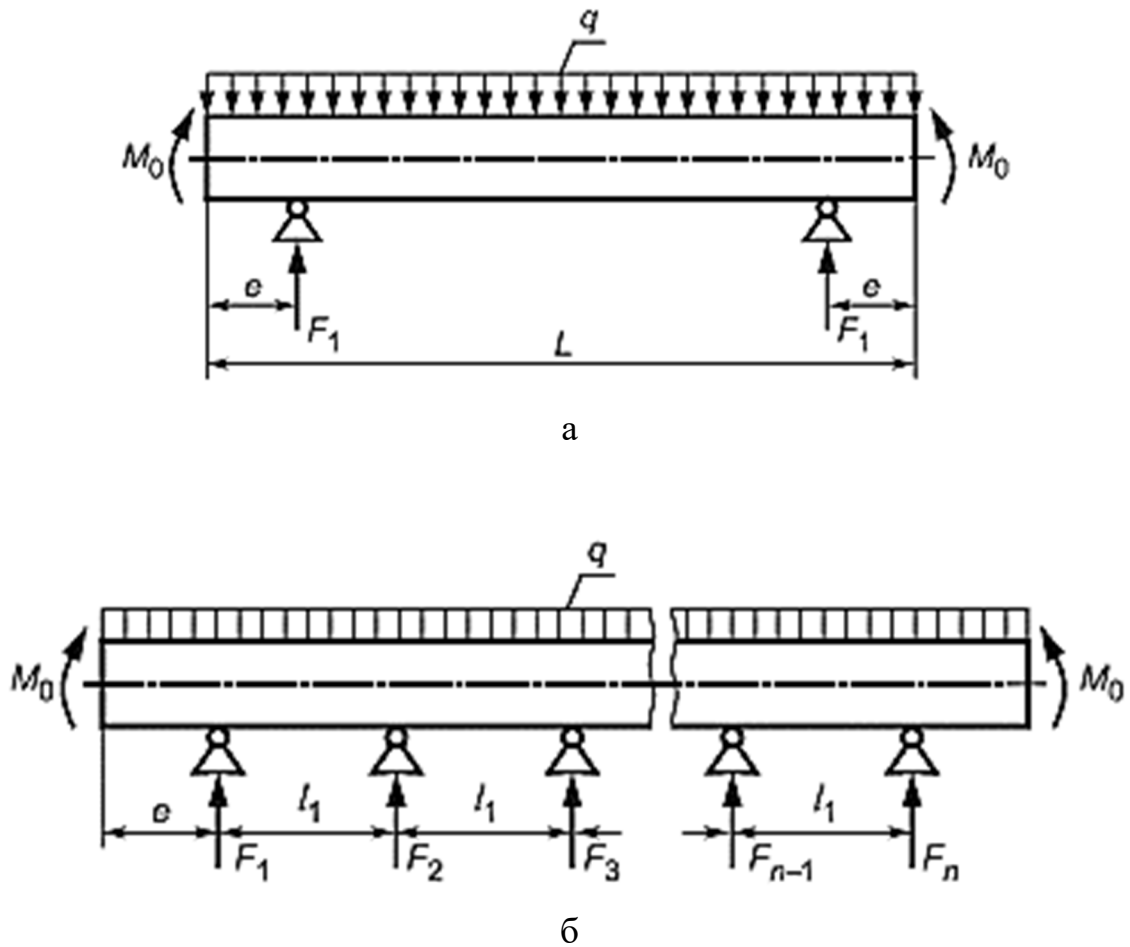


Рисунок 2.2 – Розрахункові схеми: однопролітна балка (а), багатопролітна балка (б)

Якщо застосовуються симетрично розташовані опори, то навантаження від маси посудини і її вмісту приймають такою, що розподілена рівномірно, навіть якщо одна опора дасть більшу осадку, ніж інша.

Розподілене вагове навантаження для наведеної на рис. 2.2а балки обчислюють за формулою:

$$q = \frac{G}{L + \frac{4}{3}H},$$

де G – власна вага посудини з вмістом в умовах монтажу, експлуатації або випробування, МН; L – довжина циліндричної частини посудини включно з довжиною циліндричної відбортовки днища, м; H – висота опуклої частини днища по внутрішній поверхні без урахування циліндричної відбортовки, м.

Розрахунковий згинальний момент, що діє на консольну частину обичайки:

$$M_o = q \frac{D^2}{16}.$$

При визначенні M_o допускається враховувати тільки вагу рідини в посудині без урахування власної маси посудини.

Опорне вертикальне зусилля F_i в загальному випадку визначається методами технічної механіки і враховує сумарну масу посудини і її вмісту. Для симетричних схем розташування опор, наведених на рис. 3.3а, опорне вертикальне зусилля без урахування додаткових зовнішніх сил визначають за формулою:

$$F_i = G/2.$$

Згинальні моменти слід обчислювати в перерізах обичайки над опорами і між опорами, де вони мають найбільші значення.

Поперечні зусилля слід обчислювати в перерізах обичайки над опорами.

У загальному випадку згинальні моменти і поперечні зусилля визначають методами будівельної механіки. Якщо опори розташовані несиметрично (рис. 1.1в), тоді поперечні зусилля слід визначати в перерізах обичайки над опорами по епюрі поперечних зусиль з обох сторін від опори і вибирати найбільші.

Для схеми балки, наведеної на рис. 2.2а опорне зусилля обчислюють за формулою:

$$F_1 = F_2 = G/2;$$

згинальний момент над опорами обчислюють за формулою:

$$M_1 = M_2 = \frac{qe^2}{2} - M_o;$$

максимальний згинальний момент між опорами обчислюють за формулою:

$$M_{12} = M_o + F_1 \left(\frac{L}{2} - a \right) - \frac{q}{2} \left(\frac{L}{2} + \frac{2}{3}H \right)^2 ;$$

поперечне зусилля в перерізі оболонки над опорою обчислюють за формулою:

$$Q_1 = Q_2 = \frac{L - 2a}{L + \frac{4}{3}H} F_1,$$

де a – довжина виступаючої циліндричної частини посудини разом з відбортовкою днища, м; e – довжина вільно виступаючої частини еквівалентної посудини, м.

Для схеми балки, наведеної на рис. 2.2б згинальні моменти M_l і M_n над 1-ю і n -ю опорами обчислюють за формулою:

$$M_1 = M_n = \max \left(\frac{qe^2}{2} - M_o; \frac{ql_1^2}{8} \right),$$

згинаючий момент M_i над опорами обчислюють за формулою:

$$M_i = \frac{ql_1^2}{8},$$

поперечне зусилля в перерізі оболонки над опорами розраховують за формулою:

$$Q_i = 0,5F_i,$$

де l_1 – відстань між двома сідловими опорами, м.

Максимальний момент M_y між опорами для схеми розташування опор, представленої на рисунку 2.2б, визначати не потрібно.

2.2 Перевірка несучої здатності обичайки у перерізі між опорами

Несучу здатність обичайки у перерізі між опорами (рис. 1.1а) слід перевіряти за умови:

$$\max\{M_y\} > \max\{M_i\}.$$

2.2.1 Посудини, які працюють під внутрішнім надлишковим тиском і посудини без тиску

Умова міцності:

$$\frac{pD}{4(S - C)} + \frac{4M_y K_9}{\pi D^2 (S - C)} \leq [\sigma] \varphi,$$

де p – розрахунковий тиск, МПа; $[\sigma]$ – допустиме напруження при розрахунковій температурі, МПа; K_9 – коефіцієнт, який враховує часткове заповнення рідиною; φ – коефіцієнт міцності зварних швів обичайки, розташованих в області опорного вузла (якщо відстань між розрахунковим перерізом та найближчим кільцевим зварним швом більша за \sqrt{DS} , тоді приймають $\varphi = 1$).

Величини $[\sigma]$ і φ визначаються за Додатками А і Б.

Коефіцієнт K_9 розраховується за формулою:

$$K_9 = \max \left\{ \left[\begin{array}{l} 1,6 - 0,20924(x-1) + 0,028702x(x-1) + \\ + 0,4795 \cdot 10^{-3} \cdot y(x-1) - 0,2391 \cdot 10^{-6} \cdot x \cdot y(x-1) - \\ - 0,29936 \cdot 10^{-2} (x-1)x^2 - 0,85692 \cdot 10^{-6} (x-1)y^2 + \\ + 0,88174 \cdot 10^{-6} x^2 (x-1)y - 0,75955 \cdot 10^{-8} y^2 (x-1)x + \\ + 0,82748 \cdot 10^{-4} (x-1)x^3 + 0,48168 \cdot 10^{-9} (x-1)y^3 \end{array} \right]; 1 \right\},$$

де $y = D/(S - C)$; $x = L/D$.

Умова стійкості:

$$\frac{|M_y|}{[M]} \leq 1,$$

де $[M]$ – допустимий згинаючий момент, МН·м.

2.2.2 Посудини, які працюють під зовнішнім тиском

Умова стійкості:

$$\frac{|p|}{[p]} + \frac{|M_y|}{[M]} \leq 1,$$

де $[p]$ – допустимий зовнішній надлишковий або зовнішній тиск, МПа.

2.3 Перевірка несучої здатності обичайки, яка не укріплена кільцями жорсткості в області опорного вузла

Несучу здатність обичайки слід перевіряти біля країв опорного вузла, де виникають найбільші місцеві напруження: у меридіональному напрямку в нижній точці спирання (точка 2 рисунок 2.1а); в окружному напрямку біля гребінців сідлової опори (точка 3 рисунок 2.1а). При симетричному розташуванні опор перевірку проводять тільки в області нерухомої опори. Для несиметричного спирання судини перевірку проводять у сфері всіх опорних вузлів.

Параметр, що визначається відстанню від середини опори до днища:

$$\gamma = 2,83 \frac{a}{D} \sqrt{\frac{S - C}{D}},$$

де a – довжина виступаючої циліндричної частини посудини разом з відбортовкою днища, м.

Параметр, який визначається шириною поясу опори:

$$\beta_1 = 0,91 \frac{b}{\sqrt{D(S - C)}},$$

де b – ширина сідлової опори, м.

Коефіцієнти, що враховують вплив ширини поясу опори:

$$K_{10} = \max \left\{ \frac{\exp(-\beta_1) \sin \beta_1}{\beta_1}; 0,25 \right\},$$

$$K_{11} = \frac{1 - \exp(-\beta_1) \cos \beta_1}{\beta_1}.$$

Коефіцієнти, що враховують вплив кута охоплення:

$$K_{12} = \frac{1,15 - 0,1432\delta_1}{\sin(0,5\delta_1)},$$

$$K_{13} = \frac{\max\left\{1,7 - \frac{2,1\delta_1}{\pi}; 0\right\}}{\sin(0,5\delta_1)},$$

$$K_{14} = \frac{1,45 - 0,43\delta_1}{\sin(0,5\delta_1)},$$

де δ_l – кут охоплення сідлової опори, рад.

Коефіцієнти, що враховують вплив відстані від середини опори до днища та кута охоплення:

$$K_{15} = \min\left\{1,0; \frac{0,8\sqrt{\gamma} + 6\gamma}{\delta_1}\right\}$$

$$K_{16} = 1 - \frac{0,65}{1 + (6\gamma)^2} \sqrt{\frac{\pi}{3\delta_1}}.$$

Коефіцієнт, що враховує вплив ширини поясу опори та кута охоплення:

$$K_{17} = \frac{1}{1 + 0,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{D}{S-C}} \left(\frac{b}{D}\right) \delta_1}.$$

Загальне мембранне меридіональне напруження вигину від вагових навантажень, що діє в області опорного вузла:

$$\bar{\sigma}_{mx} = \frac{4M_i}{\pi D^2 (S-C)}.$$

Умова міцності для циліндричної обичайки без підкладних листів в місці опори:

$$F_i \leq \min\{[F]_2; [F]_3\},$$

де $[F]_2$ – допустиме опорне зусилля від навантаження в меридіональному напрямку (точка 2 на рис. 2.1а), МН; $[F]_3$ – допустиме опорне зусилля від навантаження в окружному напрямку (точка 3 на рис. 2.1а), МН.

Допустимі опорні зусилля $[F]_2$ і $[F]_3$:

$$[F]_2 = \frac{0,7[\sigma_i]_2(S - C)\sqrt{D(S - C)}}{K_{10}K_{12}},$$

$$[F]_3 = \frac{0,9[\sigma_i]_3(S - C)\sqrt{D(S - C)}}{K_{14}K_{16}K_{17}},$$

де $[\sigma_i]_2$ – граничне напруження вигину $[\sigma_i]$ в меридіональному напрямку (точка 2 на рис. 2.1а), МПа; $[\sigma_i]_3$ граничне напруження вигину $[\sigma_i]$ в окружному напрямку (точка 3 на рис. 2.1а), МПа.

Граничне напруження вигину в місці кріплення опор розраховується за формулою:

$$[\sigma_i] = K_1 K_2 [\sigma],$$

де K_1, K_2 – коефіцієнти, які дорівнюють:

$$K_1 = \frac{1 - \vartheta_2^2}{\left(\frac{1}{3} + \vartheta_1 \vartheta_2\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \vartheta_1 \vartheta_2\right)^2 + (1 - \vartheta_2^2)\vartheta_1^2}},$$

$$K_2 = 1,25 \text{ для робочих умов,}$$

$$K_2 = 1,05 \text{ для умов випробувань і монтажу.}$$

Формули для розрахунку коефіцієнтів ϑ_1 і ϑ_2 наведені у таблиці 2.1.

При розрахунку коефіцієнту K_1 , якщо $\vartheta_2 < 0$, то беруть його абсолютне значення (по модулю), а знак для ϑ_1 змінюють на протилежний.

За ϑ_2 приймають одне із значень $\vartheta_{2,1}$ або $\vartheta_{2,2}$, для якого граничне напруження вигину буде найменшим.

Таблиця 2.1. Коефіцієнти ϑ_1 і ϑ_2

Напрямок вигину	ϑ_1	$\vartheta_{2,1}$	$\vartheta_{2,2}$
Меридіанне в точці 2 на рис. 2.1а	$-\frac{0,23K_{13}K_{15}}{K_{10}K_{12}}$	$-\bar{\sigma}_{mx} \frac{1}{K_2[\sigma]}$	$\left[\frac{pD}{4(S-C)} - \bar{\sigma}_{mx} \right] \cdot \frac{1}{K_2[\sigma]}$
Окружне в точці 3 на рис. 2.1а	$-\frac{0,53K_{11}}{K_{14}K_{16}K_{17}\sin(0,5\delta_1)}$	0	$\frac{pD}{2(S-C)} \cdot \frac{1}{K_2[\sigma]}$

Умова стійкості:

$$\frac{|p|}{[p]} + \frac{|F_e|}{[F]} + \frac{|M_i|}{[M]} + \left(\frac{Q_i}{[Q]} \right)^2 \leq 1$$

де p – розрахунковий зовнішній тиск, МПа; $[p]$ – допустимий зовнішній тиск, МПа; F_e – ефективна осьова сила від місцевих мембранних напружень, що діють в області опори, МН; $[F]$ – допустима осьова стискаюча сила, МН; $[M]$ – допустимий згинаючий момент, МН·м; Q_i – розрахункова поперечна сила, МН; $[Q]$ – допустима поперечна сила, МН.

Ефективна осьова сила від місцевих мембранних напружень, що діють в області опори:

$$F_e = 0,25F_i\pi K_{13}K_{15} \sqrt{\frac{D}{S-C}}$$

При наявності підкладного листа у місці опори при виконанні розрахунків належить робити такі зміни:

- підкладний лист розглядають як сідлову опору шириною b_2 з кутом охоплення δ_2 ;
- у всіх формулах замість b належить приймати b_2 , замість δ_1 приймати δ_2 , а товщину підкладного листа не враховувати;

– підкладний лист розглядають як посилення стінки посудини, а у всіх формулах замість $(S - C)$ належить підставляти ефективну товщину обичайки з підкладним листом S_{ef} , яку розраховують за формулою:

$$S_{ef} = (S - C) \sqrt{1 + \left(\frac{S_2}{S - C}\right)^2}.$$

2.4 Перевірка несучої здатності обичайки з кільцем жорсткості в області опорного вузла

Посудини, які працюють під внутрішнім надлишковим тиском перевіряють на міцність за формулою:

$$\frac{pD}{4(S - C)} + \frac{4M_i}{\pi D^2(S - C)} \leq [\sigma]$$

і на стійкість за формулою:

$$\frac{|M_i|}{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 \leq 1.$$

Посудини, які працюють під зовнішнім надлишковим тиском перевіряють на стійкість за формулою:

$$\frac{|p|}{[p]} + \frac{|M_i|}{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 \leq 1.$$

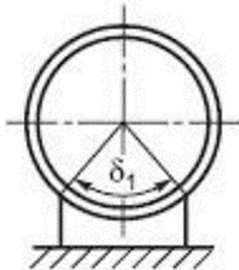
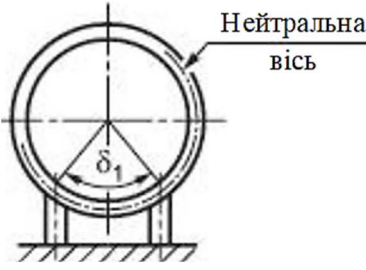
Кільце жорсткості повинне задовольняти умові міцності (знак "+" у формулі приймають для кілець, розташованих зовні посудини, знак "-" – для кілець, розташованих усередині посудини):

$$F_i \leq \frac{K_{18}[M_T]\varphi}{0,5D \pm e_4};$$

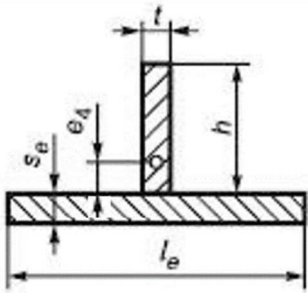
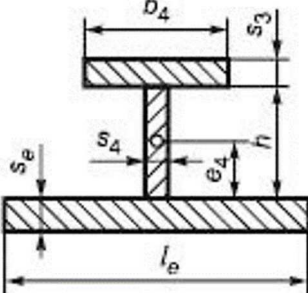
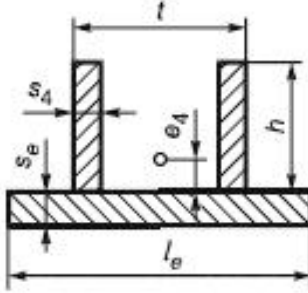
де $[M_T]$ – допустимий згинальний момент для кільця жорсткості, МН·м; e_4 – відстань між стінкою посудини та нейтральною віссю кільця жорсткості при пластичному згині, м; K_{18} – коефіцієнт, який визначається за таблицею 2.2.

Значення $[M_T]$ і e_4 визначають за таблицею 2.3 ($e_4 > 0$ у всіх випадках)

Таблиця 2.2. Коефіцієнт K_{18}

Кут охоплення δ_1	Коефіцієнт K_{18}	
		
60°	14	—
90°	21	20
120°	33	28
150°	56	50
180°	103	—

Таблиця 2.3. Визначення величин $[M_T]$ і e_4 залежно від перерізу кільця

Переріз кільця	e_4	$[M_T]$
	$\frac{th - l_e S_e}{2t}$	$0,5 \left[t(h - e_4)^2 + t e_4^2 + (2e_4 + S_e) l_e S_e \right] [\sigma]_K$
	$\frac{b_4 S_5 + h S_4 - l_e S_e}{2S_4}$	$0,5 \left[S_4(h - e_4)^2 + S_4 e_4^2 + (2h - 2e_4 + S_5) b_4 S_5 + (2e_4 + S_e) l_e S_e \right] [\sigma]_K$
	$\frac{2h S_4 - l_e S_e}{4S_4}$	$0,5 \left[2S_4(h - e_4)^2 + 2S_4 e_4^2 + (2e_4 + S_e) l_e S_e \right] [\sigma]_K$

Переріз кільця	e_4	$[M_T]$
	$\frac{hS_4 - l_e S_e}{2S_4}$	$0,5 \left[\begin{array}{l} S_4(h - e_4)^2 + \\ + 2tS_5(h - S_5) + \\ + (2e_4 + S_e)l_e S_e \end{array} \right] [\sigma]_к$

Ефективна товщина обичайки з кільцем жорсткості S_e і ефективна несуча довжина стінки посудини l_e з таблиці 2.3 розраховуються за формулами:

$$S_e = (S - C) \left[1 - \frac{|p|D}{2(S - C)[\sigma]} \right] \frac{[\sigma]}{[\sigma]_к},$$

$$l_e = t + 4\sqrt{D(S - C)}.$$

При застосуванні профілю, не представленого в таблиці 2.3, $[M_T]$ слід розраховувати за формулою:

$$[M_T] = W_p[\sigma]_к,$$

де W_p – пластичний момент опору площі поперечного перерізу профілю, включаючи площу $l_e S_e$, м³.

Нейтральна вісь (для визначення e_4) поділяє площу поперечного перерізу профілю на дві рівні частини.

Питання для самоконтролю до розділу 2

1 Навести умови проведення перевірки несучої спроможності обичайки під сідловими опорами.

2 Навести розрахункові схеми циліндричної горизонтальної посудини постійного перерізу, які застосовуються для визначення опорних зусиль, моментів і поперечних зусиль.

3 В яких місцях горизонтальної посудини слід визначати несучу спроможність обичайки, умови міцності і стійкості?

4 За яких умов слід виконувати перевірку несучої здатності обичайки у перерізі між опорами?

5 Надати відмінність у розрахунку несучої здатності обичайок, які працюють під зовнішнім і внутрішнім тиском.

6 Навести алгоритм перевірки несучої здатності обичайки, яка не укріплена кільцями жорсткості в області опорного вузла.

7 Навести алгоритм перевірки несучої здатності обичайки з кільцем жорсткості в області опорного вузла.

3 РОЗРАХУНОК ДОПУСТИМИХ НАВАНТАЖЕНЬ

При перевірці умови міцності визначаються допустимі навантаження $[p]$, $[F]$, $[M]$, $[Q]$, які слід розраховувати відповідно до ГОСТ 34233.2-2017 [7].

3.1 Розрахунок допустимого зовнішнього тиску

Для корпусів з випуклим днищем (рис. 4.1) розрахункова довжина l_R визначається за формулою:

$$l_R = L + \frac{H}{3}.$$

Якщо з іншого боку також є днище, що знаходиться під зовнішнім тиском, тоді треба збільшити розрахункову довжину на відповідну величину:

$$l_R = L + \frac{2H}{3}.$$

Для обичайок, які укріплені кільцями жорсткості, за розрахункову довжину l_R приймають найбільшу довжину між кільцями жорсткості.

Допустимий зовнішній тиск з умов міцності у робочих умовах для циліндричної обичайки:

$$[p]_{\sigma} = \frac{2[\sigma](S - C)}{D + S - C}.$$

Для литих циліндричних обичайок необхідно розрахувати також допустимий зовнішній тиск з умов міцності при випробуваннях за формулою:

$$[p]_{\sigma u} = \frac{2[\sigma]_u(S - C)}{D + S - C},$$

де $[\sigma]_u$ – допустиме напруження в умовах випробувань, МПа.

Допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності для циліндричної обичайки у робочих умовах:

$$[p]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E}{n_y B_1} \cdot \frac{D}{l_R} \left[\frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5},$$

де E – модуль пружності в умовах розтягу за розрахункової температури, МПа; n_y – коефіцієнт запасу стійкості для робочих умов; B_1 – коефіцієнт, який розраховується за формулою:

$$B_1 = \min \left\{ 1; \frac{9,45D}{l_R} \sqrt{\frac{D}{100(S - C)}} \right\}.$$

Модуль пружності E визначається за Додатком В.

Допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності в умовах випробувань (додатково розраховується для литих циліндричних обичайок):

$$[p]_{Eu} = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E_{20}}{n_{yu} B_1} \cdot \frac{D}{l_R} \left[\frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5},$$

де E_{20} – модуль пружності в умовах розтягу при 20° С, МПа; n_y – коефіцієнт запасу стійкості для робочих умов.

Значення коефіцієнту запасу стійкості обирають залежно від умов, при якому виконують розрахунок:

$$n_y = 2,4 \text{ для робочих умов;}$$

$$n_{yu} = 1,8 \text{ для умов випробувань.}$$

Допустимий зовнішній тиск з урахуванням умов міцності і стійкості для робочих умов:

$$[p] = \frac{[p]_\sigma}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_\sigma}{[p]_E} \right)^2}}.$$

Допустимий зовнішній тиск з урахуванням умов міцності і стійкості при випробуваннях (додатково розраховується для литих посудин):

$$[p]_u = \frac{[p]_{\sigma u}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_{\sigma u}}{[p]_{Eu}}\right)^2}}$$

Необхідно звернути увагу, що допустимий зовнішній тиск для циліндричної обичайки з урахуванням умов міцності і стійкості $[p]$ (або $[p]_u$) буде завжди менше найменшого з двох значень: $[p]_{\sigma}$ і $[p]_E$ (або $[p]_{\sigma u}$ і $[p]_{Eu}$) (рис. 3.1).

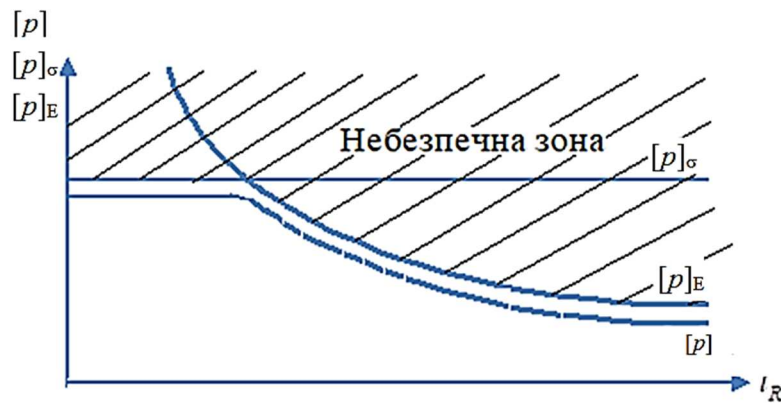


Рисунок 3.1 – Залежність допустимих зовнішніх тисків $[p_H]$, $[p_H]_{\sigma}$ і $[p_H]_E$ від розрахункової довжини циліндричної обичайки l_R

Питання для самоконтролю до розділу 3.1

1 Пояснити як визначається розрахункова довжина циліндричної обичайки l_R при обчисленні товщини її стінки в умовах навантаження зовнішнім тиском.

2 Проаналізувати залежність допустимого зовнішнього тиску для циліндричної обичайки $[p_H]$ від величин допустимих зовнішніх тисків з урахуванням умов міцності і стійкості: $[p_H]_{\sigma}$ і $[p_H]_E$.

3 Для яких посудин треба додатково розраховувати допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності при випробуваннях?

3.2 Розрахунок допустимої осьової стискуючої сили

Допустима осьова стискуюча сила з умови міцності:

$$[F]_{\sigma} = \pi(D + S - C)(S - C)[\sigma].$$

Допустима осьова стискуюча сила з умови стійкості в границях пружності якщо $l_R/D > 10$, а також для складених обичайок корпусів, які відрізняються товщиною і діаметром:

$$[F]_E = \min \{ [F]_{E1}; [F]_{E2} \},$$

де $[F]_{E1}$ – допустима осьова стискуюча сила з умов місцевої стійкості в границях пружності, МН; $[F]_{E2}$ – допустима осьова стискуюча сила з умов загальної стійкості в границях пружності, МН.

Якщо $l_R/D \leq 10$ тоді $[F]_E = [F]_{E1}$.

Допустима осьова стискуюча сила з умов місцевої стійкості в границях пружності:

$$[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5}.$$

Допустима осьова стискуюча сила з умов загальної стійкості в границях пружності:

$$[F]_{E2} = \pi(D + S - C)(S - C) \frac{E}{n_y} \left(\frac{\pi}{\lambda} \right)^2,$$

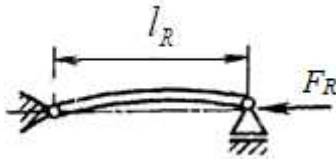
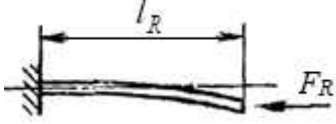
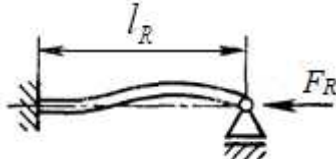
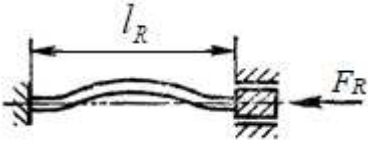
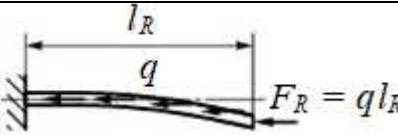
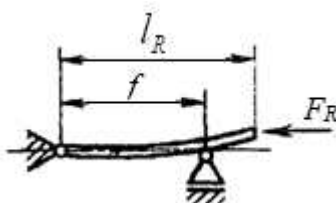
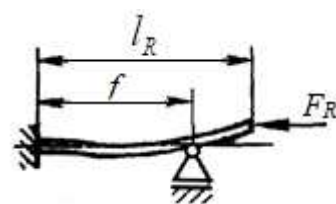
де λ – гнучкість.

Гнучкість визначається за формулою:

$$\lambda = \frac{2,83 l_{np}}{D + S - C}.$$

Зведена довжина циліндричної обичайки l_{np} визначається залежно від закріплення обичайки (табл. 3.1).

Таблиця 3.1. Зведена довжина циліндричної обичайки l_{np}

Розрахункова схема	f/l_{np}	l_{np}
	—	l_R
	—	$2l_R$
	—	$0,7l_R$
	—	$0,5l_R$
	—	$1,12l_R$
	0	$2,00l_R$
	0,2	$1,73l_R$
	0,4	$1,47l_R$
	0,6	$1,23l_R$
	0,8	$1,06l_R$
	1,0	$1,00l_R$
	0	$2,00l_R$
	0,2	$1,70l_R$
	0,4	$1,40l_R$
	0,6	$1,11l_R$
	0,8	$0,85l_R$
	1,0	$0,70l_R$

Допустима осьова стискуюча сила з умов міцності і стійкості:

$$[F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{\sigma}}{[F]_E}\right)^2}}$$

Для робочих умов ($n_y = 2,4$) допустиму осьову стискуючу силу $[F]$ можна визначати за формулою:

$$[F] = \pi(D + S - C)(S - C)[\sigma] \min\{\varphi_1, \varphi_2\},$$

де φ_1, φ_2 – коефіцієнти, що визначаються графічно (рис. 3.2, 3.3).

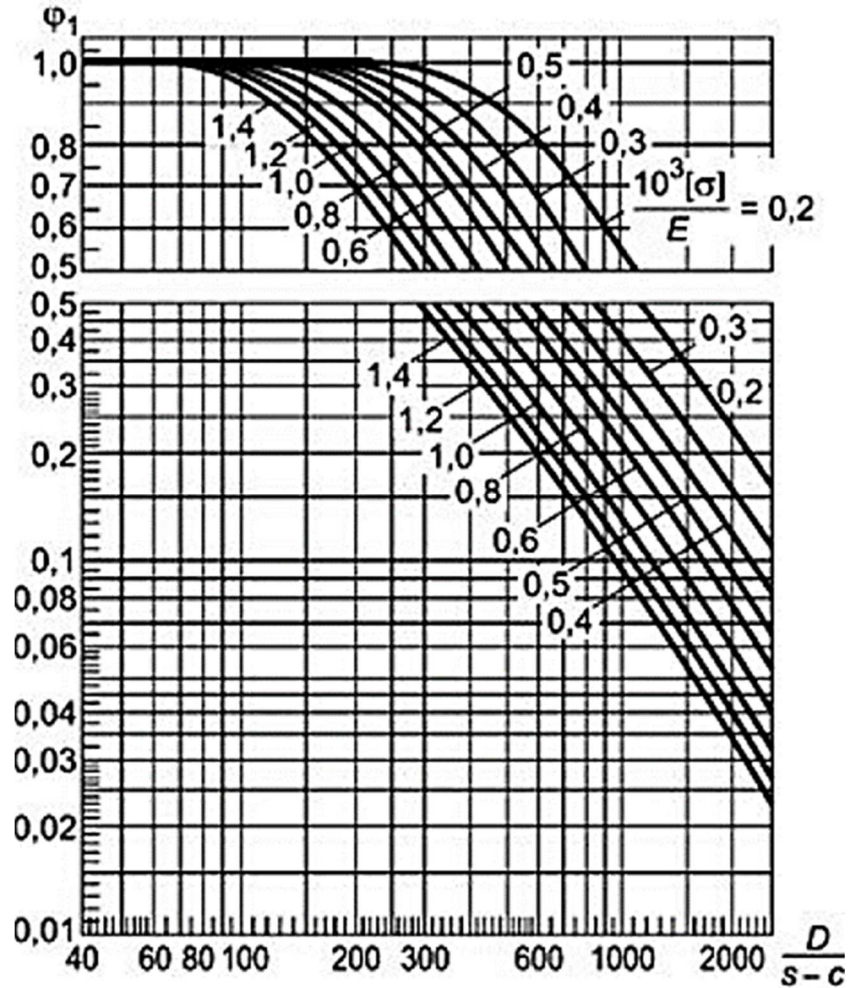


Рисунок 3.2 – Графік для визначення коефіцієнта φ_1

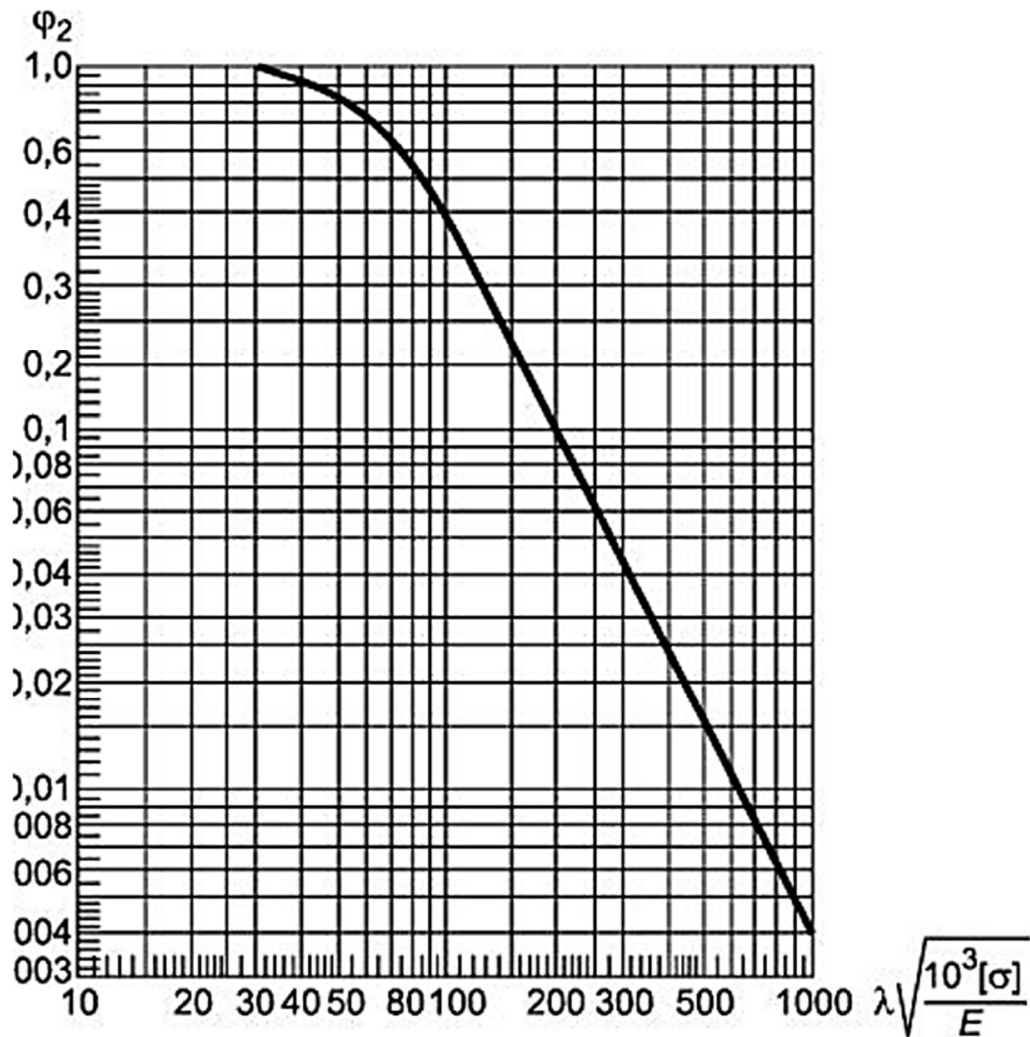


Рисунок 3.3 – Графік для визначення коефіцієнта φ_2

Питання для самоконтролю до розділу 3.2

- 1 Пояснити особливості визначення допустимої осьової стискуючої сили з умови стійкості в границях пружності.
- 2 Яким чином визначається зведена довжина циліндричної обичайки?
- 3 В якому випадку можливо розрахувати допустиму осьову стискуючу силу $[F]$ за однією формулою?

3.3 Розрахунок допустимого згинаючого моменту

Допустимий згинаючий момент з умови міцності:

$$[M]_{\sigma} = \frac{\pi D(D+S-C)(S-C)}{4} [\sigma] = 0,25D[F]_{\sigma}.$$

Допустимий згинаючий момент з умови стійкості в границях пружності:

$$[M]_E = \frac{89 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} D^3 \left[\frac{100(S-C)}{D} \right]^{2,5} = \frac{D}{3,5} [F]_{E1}$$

Допустимий згинаючий момент з умов міцності і стійкості:

$$[M] = \frac{[M]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{\sigma}}{[M]_E} \right)^2}};$$

Для робочих умов ($n_y = 2,4$) допустимий згинаючий момент $[M]$ можна розрахувати за формулою:

$$[M] = \frac{\pi D(D+S-C)(S-C)}{4} [\sigma] \varphi_3,$$

де φ_3 – коефіцієнт, що визначається графічно (рис. 3.4).

Питання для самоконтролю до розділу 3.3

1 Які параметри впливають на величини допустимих згинаючих моментів $[M]_{\sigma}$ і $[M]_E$?

2 Показати взаємозв'язок згинаючого моменту $[M]$ з $[M]_{\sigma}$ і $[M]_E$.

3 В якому випадку можливо розрахувати згинаючий момент $[M]$ незалежно від величин $[M]_{\sigma}$ і $[M]_E$?

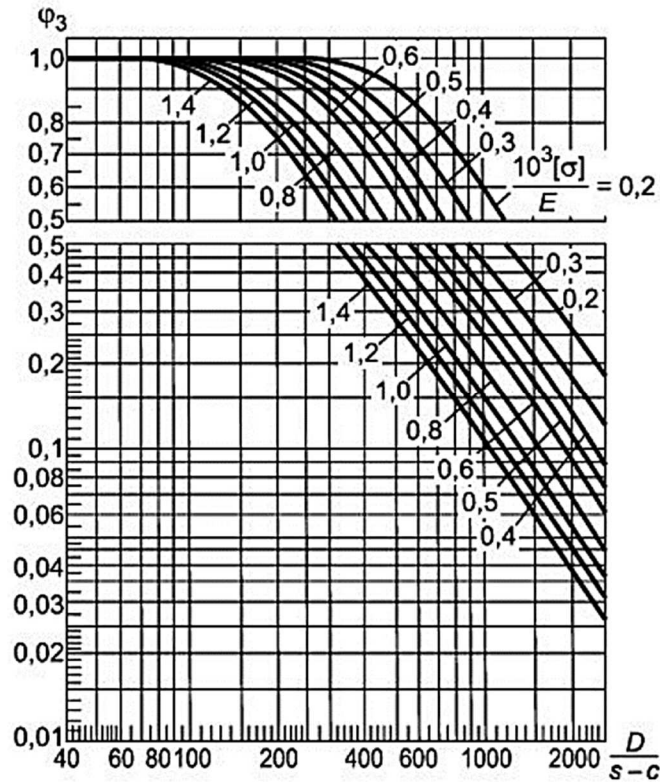


Рисунок 3.4 – Графік для визначення коефіцієнта φ_3

3.4 Розрахунок допустимої поперечної сили

Допустима поперечна сила з умови міцності:

$$[Q]_{\sigma} = \frac{\pi D(S - C)}{4} [\sigma].$$

Допустима поперечна сила з умови стійкості в границях пружності:

$$[Q]_E = \frac{2,4E(S - C)^2}{n_y} \left[0,18 + 3,3 \frac{D(S - C)}{l_R^2} \right].$$

Допустима поперечна сила з умов міцності і стійкості:

$$[Q] = \frac{[Q]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[Q]_{\sigma}}{[Q]_E} \right)^2}}.$$

4 АЛГОРИТМ І ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ ОБИЧАЙКИ В МІСЦІ РОЗТАШУВАННЯ СІДЛОВОЇ ОПОРИ

Завдання 1. Перевірити для робочих умов несучу спроможність (міцність та стійкість) циліндричної обичайки горизонтального апарата, який спирається на сідлові опори за розрахунковою моделлю «а» (див. рис. 1.1, а). Число опор $n = 2$.

Апарат навантажено внутрішнім тиском середовища $p = 0,4$ МПа. Внутрішній діаметр апарата $D = 2$ м, товщина стінки $S = 0,004$ м, додаток до розрахункової товщини $C = 0,0011$ м. Довжина циліндричної частини корпусу $L = 10,9$ м (див. рис. 1.1, а). Відстань від краю циліндричної частини до осі крайньої опори $a = 1,35$ м (див. рис. 2.1, а). Кут охоплення обичайки опорним листом $\delta_1 = 120^\circ$, ширина опорного листа $b = 0,3$ м (див. рис. 2.1, а). Розрахункова схема - однопролітна балка (рис. 2.2, а). Конструктивна схема апарата – «а» (див. рис. 4.1).

Днище апарата еліптичне стандартне. Внутрішня висота опуклої частини днища $H = 0,5$ м. Матеріал корпусу апарата - сталь ВСтЗсп: $[\sigma] = 140$ МПа, $E = 1,9 \cdot 10^5$ МПа. Вага заповненого середовищем апарата $G = 0,45$ МН.

У разі необхідності приварити підкладний лист шириною $b_2 = 0,45$ м, товщиною $S_2 = S = 0,004$ м, з кутом охоплення посудини $\delta_2 = \delta_1 + 20^\circ = 140^\circ$. Зварювання деталей сідлових опор між собою виконується кутовим двостороннім швом автоматичним зварюванням, довжина швів, що контролюються, становить 50 % від загальної довжини. Коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 0,9$. Відстань від опори до найближчого зварного шва $f = 0,11$ м. Коефіцієнт запасу стійкості $n_y = 2,4$.

За наведеними вище умовами перевірити несучу спроможність вузла спирання обичайки без підкладного листа при наявності внутрішнього кільця жорсткості (рис. 2.1, б) кільцевого профілю №1 (табл. 2.3) з

розмірами $t = 0,015$ м, $h = 0,06$ м. Матеріал кільця жорсткості - сталь ВСтЗсп: $[\sigma]_k = 140$ МПа.

Завдання 2. Перевірити для робочих умов несучу спроможність (міцність та стійкість) циліндричної обичайки горизонтального апарата, який спирається на сідлові опори за розрахунковою моделлю «б» (див. рис. 1.1, б). Число опор $n = 3$.

Апарат навантажено внутрішнім тиском середовища $p = 0,4$ МПа. Внутрішній діаметр апарата $D = 2$ м, товщина стінки $S = 0,004$ м, додаток до розрахункової товщини $C = 0,0011$ м. Довжина циліндричної частини корпусу $L = 10,9$ м (див. рис. 1.1, б). Відстань від краю циліндричної частини до осі крайньої опори $a = 1,35$ м (див. рис. 2.1, а). Відстань між опорами $l_1 = l_2 = 4,1$ м. Кут охоплення обичайки опорним листом $\delta_1 = 120^\circ$, ширина опорного листа $b = 0,3$ м (див. рис. 2.1, а). Розрахункова схема - багатопролітна балка (рис. 2.2, б). Конструктивна схема апарата – «а» (див. рис. 4.1).

Днище апарата еліптичне стандартне. Внутрішня висота опуклої частини днища $H = 0,5$ м. Матеріал корпусу апарата - сталь ВСтЗсп: $[\sigma] = 140$ МПа, $E = 1,9 \cdot 10^5$ МПа. Вага заповненого середовищем апарата $G = 0,35$ МН.

У разі необхідності приварити підкладний лист шириною $b_2 = 0,45$ м, товщиною $S_2 = S = 0,004$ м, з кутом охоплення посудини $\delta_2 = 150^\circ$. Зварювання деталей сідлових опор між собою виконується кутовим двостороннім швом автоматичним зварюванням, довжина швів, що контролюються, становить 50 % від загальної довжини. Коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 0,9$. Відстань від опори до найближчого зварного шва $f = 0,11$ м. Коефіцієнт запасу стійкості $n_y = 2,4$.

Деякі 3D-моделі сідлових опор наведено на рисунку 4.2.

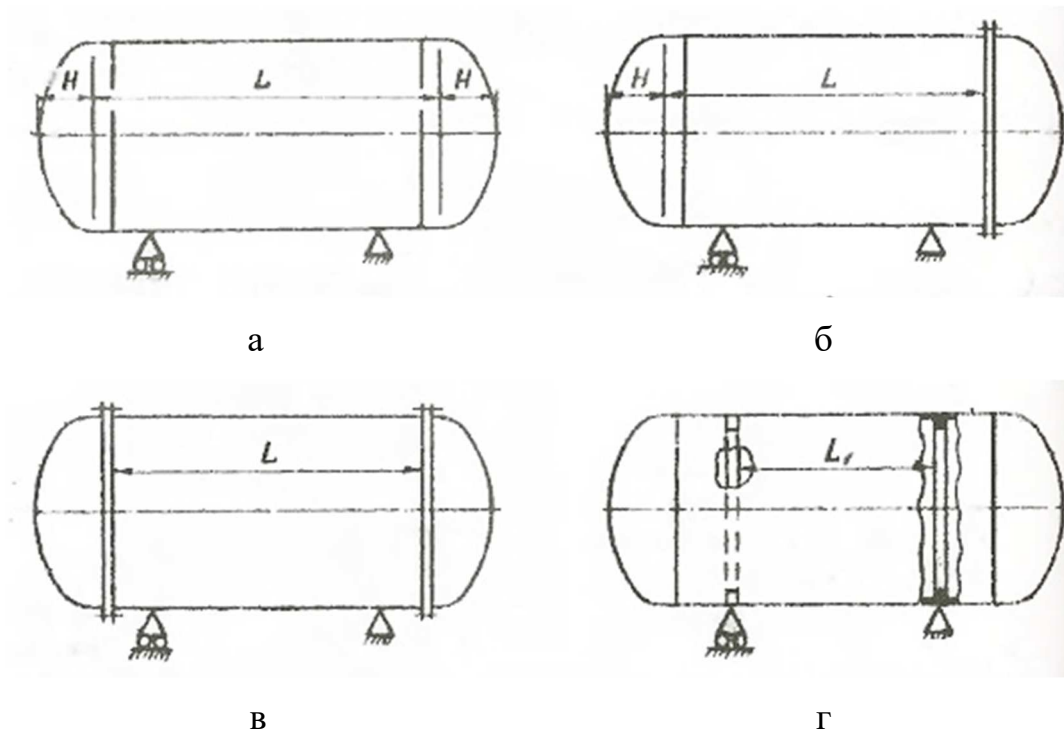


Рисунок 4.1 – Конструктивні схеми розрахункової довжини l_R : а) опуклі днища, приварені з двох боків до циліндричної обичайки ($l_R = L + \frac{4H}{3}$); б) опукле днище, з одного боку приварене до циліндричної обичайки, з другого – за допомогою фланця ($l_R = L + \frac{2H}{3}$); в) опуклі днища, приєднані до обичайки за допомогою фланців ($l_R = L$); г) у місцях опор приварені кільця жорсткості ($l_R = L_1$)

Вихідні дані по варіантам наведено в таблиці 4.1. Ширину b для сідлової опори прийняти для апаратів з діаметром ≤ 1400 мм – 0,25 м, а для апаратів з діаметром ≥ 1600 мм – 0,3 м. Параметри підкладного листа (за необхідності), прийняти відповідно до таблиці 4.2.

Зварювання деталей сідлових опор між собою виконується кутовим двостороннім швом автоматичним зварюванням. Довжина швів, що контролюються, становить 45% від загальної довжини. Відстань від опори до найближчого зварного шва $f = 0,11$ м. Коефіцієнт запасу стійкості $n_y = 2,4$.

Внутрішнє кільце жорсткості кільцевого профілю №1 (табл. 2.3) з розмірами $t = 0,015$ м, $h = 0,06$ м. Матеріал кільця жорсткості – прийняти як і для корпусу апарату. Для цього розрахунку товщину стінки прийняти в межах $S = 0,004 \dots 0,006$ м.

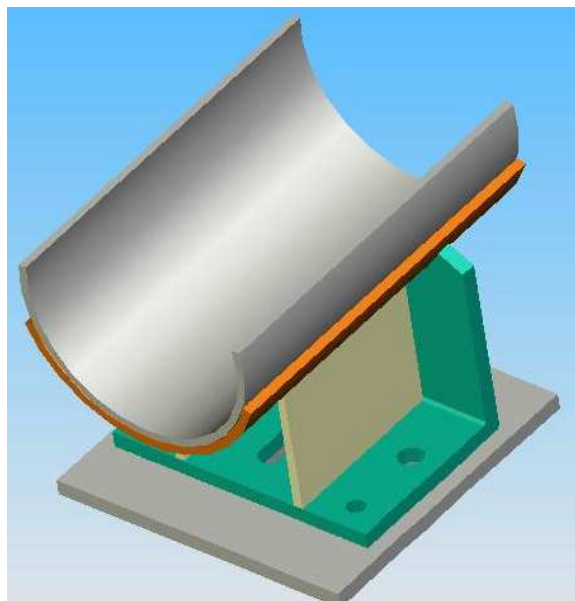
Таблиця 4.1 – Вихідні дані для розрахунку

№ вар.	D , м	p , МПа	S , м	C , м	L , м	l_1 , м	a , м	H , м	G , МН	δ_l , град	Марка сталі	t , °С
1	0,8	1,1	0,009	0,0010	6	1,7	1,3	0,2	0,15	90	09Г2С	170
2	1,0	1,0	0,010	0,0012	7	2,2	1,3	0,25	0,24	90	20К	160
3	1,0	1,1	0,010	0,0010	7	2,2	1,3	0,25	0,35	90	16ГС	165
4	1,2	0,8	0,011	0,0016	7,2	2,3	1,3	0,3	0,245	90	20	155
5	1,2	1,0	0,012	0,0010	7,2	2,3	1,3	0,3	0,355	90	09Г2С	165
6	1,2	0,7	0,012	0,0010	7,4	2,4	1,3	0,3	0,24	90	Ст3пс	150
7	1,6	0,9	0,013	0,0010	7,4	2,4	1,3	0,4	0,3	90	16ГС	160
8	1,6	0,6	0,013	0,0009	7,4	2,4	1,3	0,4	0,55	90	20	150
9	1,6	0,8	0,014	0,0010	7,4	2,4	1,3	0,4	0,5	90	09Г2С	100
10	1,8	0,63	0,014	0,0010	7,6	2,5	1,3	0,45	0,3	90	20	150
11	1,8	0,7	0,014	0,0009	7,6	2,5	1,3	0,45	0,5	90	20К	150
12	2,0	0,54	0,015	0,0010	8	2,65	1,35	0,5	0,45	120	Ст3пс	140
13	2,0	0,74	0,017	0,0007	8	2,65	1,35	0,5	0,75	120	20К	155
14	2,2	0,54	0,016	0,0012	10	3,65	1,35	0,55	0,45	140	10	150
15	2,2	0,64	0,017	0,0010	10	3,65	1,35	0,55	1	140	Ст3пс	155
16	2,4	0,44	0,017	0,0007	10,2	3,75	1,35	0,6	0,75	140	10	140
17	2,6	0,54	0,020	0,0010	11	4,15	1,35	0,65	1,4	140	Ст3пс	150
18	2,0	0,5	0,022	0,0014	8,6	2,95	1,35	0,5	0,76	120	09Г2С	170
19	2,0	0,45	0,026	0,0009	8,2	2,75	1,35	0,5	0,46	120	16ГС	175
20	2,0	0,4	0,028	0,0010	8,2	2,75	1,35	0,5	0,76	120	09Г2С	160
21	0,8	1	0,009	0,0012	6	1,7	1,3	0,2	0,3	90	20К	170
22	2,4	0,5	0,017	0,0009	10,2	3,75	1,35	0,6	1,2	140	Ст3пс	140
23	2,6	0,6	0,02	0,0012	11	4,15	1,35	0,65	0,75	140	09Г2С	150

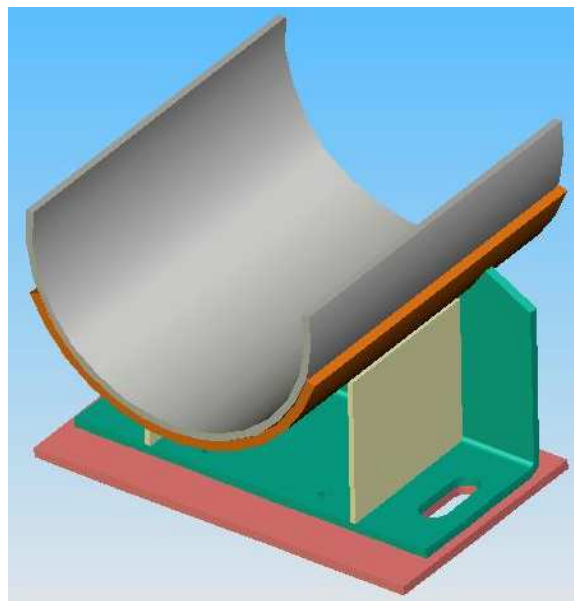
Таблиця 4.2 – Ширина підкладного листа b_2 , мм (за ОСТ 26-2091-93, [8])

D , мм	b_2 , мм	D , мм	b_2 , мм
600	220	2000	450
800		2200	
1000	360	2400	
1200	400	2600	
1600		2800	
1800		3000	

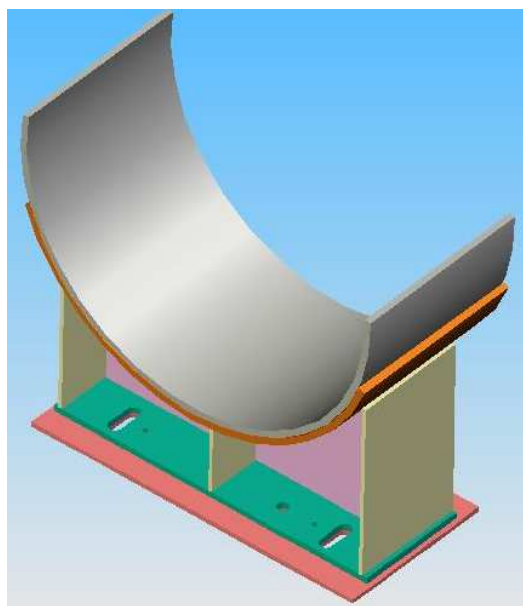
Приклади сідлових опор різних типів та різного виконання



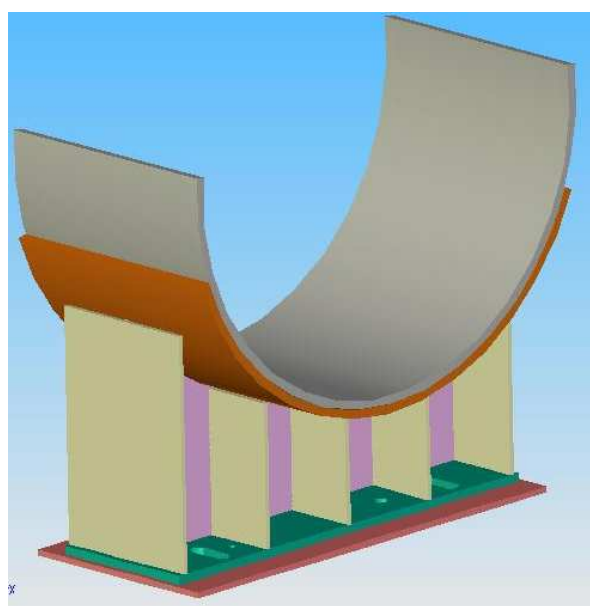
а



б



в



г

Рисунок 4.2 – Опори горизонтальних апаратів (сідлові опори):
а) тип 1, виконання 1; б) тип 1, виконання 2; в) тип 2; г) тип 3

Таблиця 4.3 Алгоритм і приклад розрахунку до завдання 1 несучої здатності обичайки в місці розташування сідлової опори

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1	Допустиме напруження матеріалу обичайки за розрахункової температури $[\sigma]$, МПа	$[\sigma]$ визначають за таблицями Додатку А залежно від матеріалу, з якого виконана обичайка і за розрахункової температури	Для сталі марки ВСтЗсп допустиме напруження $[\sigma]=140$ МПа
2	Коефіцієнт міцності зварного шва φ	φ визначають за таблицею Б.1 Додатку Б залежно від виду зварного шва та довжини швів, що контролюються	Для кутового двостороннього шва з автоматичним зварюванням, коли довжина швів, що контролюються, становить 50 % від загальної довжини $\varphi = 0,9$
3	Модуль пружності в умовах розтягу за розрахункової температури E , МПа	E визначають за таблицями Додатку В залежно від матеріалу, з якого виконана обичайка і розрахункової температури	Для сталі марки ВСтЗсп $E = 1,9 \cdot 10^5$ МПа
4	Перевірка застосування розрахункових формул	$60^\circ \leq \delta_1 \leq 180^\circ;$ $\frac{S - C}{D} \leq 0,05;$ $S_2 \geq S;$ $\delta_2 \geq \delta_1 + 20^\circ$	$60^\circ \leq 120^\circ \leq 180^\circ$ $\frac{0,004 - 0,0011}{2} = 0,0014 \leq 0,05$ $S_2 = 0,004 \text{ м} = S$ $\delta_2 = 140^\circ = 120^\circ + 20^\circ$ Умови виконуються

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
5	Розподілене вагове навантаження для наведеної на рис. 2.2, а балки, q , МН/м	$q = \frac{G}{L + \frac{4}{3}H}$	$q = \frac{0,45}{10,9 + \frac{4}{3} \cdot 0,5} = 0,0389 \text{ МН/м}$
6	Розрахунковий згинальний момент, що діє на консольну частину обичайки, M_o , МН · м	$M_o = q \frac{D^2}{16}$	$M_o = 0,0389 \frac{2^2}{16} = 0,0097 \text{ МН} \cdot \text{м}$
7	Опорне вертикальне зусилля без урахування додаткових зовнішніх сил (для симетричних схем розташування опор, рис. 2.2, а), F_i , МН	$F_1 = F_2 = \frac{G}{2}$	$F_1 = F_2 = \frac{0,45}{2} = 0,225 \text{ МН}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
8	Довжина вільно виступаючої частини еквівалентної посудини, e , м.	$e = a + \frac{2}{3}H$	$e = 1,35 + \frac{2}{3}0,5 = 1,68 \text{ м}$
9	Згинальний момент над опорами, M_i , МН · м	$M_1 = M_2 = \frac{qe^2}{2} - M_o$	$M_1 = M_2 = \frac{0,0389 \cdot 1,68^2}{2} - 0,0097 = 0,0454 \text{ МН} \cdot \text{м}$
10	Максимальний згинальний момент між опорами, M_{ij} , МН · м	$M_{12} = M_o + F_1 \left(\frac{L}{2} - a \right) - \frac{q}{2} \left(\frac{L}{2} + \frac{2}{3}H \right)^2$	$M_{12} = 0,0097 + 0,225 \left(\frac{10,9}{2} - 1,35 \right) - \frac{0,0389}{2} \left(\frac{10,9}{2} + \frac{2}{3}0,5 \right)^2 = 0,2816 \text{ МН} \cdot \text{м}$
11	Поперечне зусилля в перерізі оболонки над опорою, Q_i , МН	$Q_1 = Q_2 = \frac{L - 2a}{L + \frac{4}{3}H} F_1$	$Q_1 = Q_2 = \frac{10,9 - 2 \cdot 1,35}{10,9 + \frac{4}{3} \cdot 0,5} \cdot 0,225 = 0,1595 \text{ МН}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
Перевірка несучої здатності обичайки у перерізі між опорами			
12	Несучу здатність обичайки у перерізі між опорами (рис. 1.1, а) слід перевіряти, якщо виконується умова:	$\max\{M_y\} > \max\{M_i\}$	$M_y = M_{12} = 0,218 \text{ МН} \cdot \text{м}$ $M_i = M_1 = M_2 = 0,0454 \text{ МН} \cdot \text{м}$ $0,218 > 0,0454$ <p>Отже, потрібно виконати перевірку несучої здатності обичайки у перерізі між опорами</p>
13	Геометричні характеристики циліндричної обичайки без підкладного листа, у та x	$y = \frac{D}{(S - C)}$ $x = \frac{L}{D}$	$y = \frac{2}{(0,004 - 0,0011)} = 689,66$ $x = \frac{10,9}{2} = 5,45$
14	Коефіцієнт K_9	$K_9 = \max \left[\begin{array}{l} 1,6 - 0,20924(x-1) + 0,028702x(x-1) + \\ + 0,4795 \cdot 10^{-3} \cdot y(x-1) - 0,2391 \cdot 10^{-6} \cdot x \cdot y(x-1) - \\ - 0,29936 \cdot 10^{-2} (x-1)x^2 - 0,85692 \cdot 10^{-6} (x-1)y^2 + \\ + 0,88174 \cdot 10^{-6} x^2 (x-1)y - 0,75955 \cdot 10^{-8} y^2 (x-1)x + \\ + 0,82748 \cdot 10^{-4} (x-1)x^3 + 0,48168 \cdot 10^{-9} (x-1)y^3 \end{array} \right]; 1$	$K_9 = 1,6 - 0,20924 \cdot (5,45 - 1) +$ $+ 0,028702 \cdot 5,45(5,45 - 1) + 0,4795 \cdot$ $\cdot 10^{-3} \cdot 689,66 \cdot (5,45 - 1) - 0,2391 \cdot$ $10^{-6} \cdot 5,45 \cdot 689,66 \cdot (5,45 - 1) -$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
			$-0,29936 \cdot 10^{-2} \cdot (5,45 - 1) \cdot 5,45^2 - 0,85692 \cdot 10^{-6} \cdot (5,45 - 1) \cdot 689,66^2 + 0,88174 \cdot 10^{-6} \cdot 5,45^2 (5,45 - 1) \cdot 689,66 - 0,75955 \cdot 10^{-8} \cdot 689,66^2 \cdot (5,45 - 1) \cdot 5,45 + +0,82748 \cdot 10^{-4} \cdot (5,45 - 1) \cdot 5,45^3 + +0,48168 \cdot 10^{-9} \cdot (5,45 - 1) \cdot 689,66^3 = 1,3866$ $K_9 = \max\{1,3866; 1\} = 1,3866$
15	Коефіцієнт міцності зварного шва φ	<p>Якщо $f > \sqrt{D(S - c)}$, то $\varphi = 1,0$ Якщо $f \leq \sqrt{D(S - c)}$, то φ за умовою задачі</p>	$\sqrt{2(0,004 - 0,0011)} = 0,0762 \text{ м}$ $0,11 > 0,0762$ $\varphi = 1,0$
16	Умова міцності для посудин, які працюють під внутрішнім надлишковим тиском і посудин без тиску	$\frac{pD}{4(S - C)} + \frac{4M_y K_9}{\pi D^2 (S - C)} \leq [\sigma] \varphi$	$\frac{0,4 \cdot 2}{4(0,004 - 0,0011)} + \frac{4 \cdot 0,218 \cdot 1,3866}{3,14 \cdot 2^2 (0,004 - 0,0011)} =$ $= 112 \text{ МПа}$ $[\sigma] \varphi = 140 \cdot 1,0 = 140 \text{ МПа}$ $112 \text{ МПа} < 140 \text{ МПа}$ <p>Умова міцності виконується</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
17	Допустимий згинаючий момент з умови міцності, $[M]_{\sigma}$, МН·м	$[M]_{\sigma} = \frac{\pi}{4} D(D + S - C)(S - C)[\sigma]$	$[M]_{\sigma} = \frac{3,14}{4} \cdot 2 \cdot (2 + 0,004 - 0,0011) \cdot (0,004 - 0,0011) \cdot 140 = 1,2773 \text{ МН} \cdot \text{м}$
18	Допустимий згинаючий момент з умови стійкості в границях пружності, $[M]_E$, МН·м	$[M]_E = \frac{89 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} D^3 \left[\frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5}$	$[M]_E = \frac{89 \cdot 10^{-6} \cdot 1,9 \cdot 10^5}{2,4} \cdot 2^3 \cdot \left[\frac{100(0,004 - 0,0011)}{2} \right]^{2,5} = 0,4513 \text{ МН} \cdot \text{м}$
19	Допустимий згинаючий момент з умов міцності і стійкості, $[M]$, МН·м	$[M] = \frac{[M]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{\sigma}}{[M]_E} \right)^2}}$	$[M] = \frac{1,2773}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,2773}{0,4513} \right)^2}} = 0,4255 \text{ МН} \cdot \text{м}$
20	Умова стійкості для посудин, які працюють під внутрішнім надлишковим тиском	$\frac{ M_y }{[M]} \leq 1$	$\frac{ 0,218 }{0,4255} = 0,6618 < 1$ Умова стійкості виконується

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
21	Перевірка умови стійкості для посудин, які працюють під зовнішнім тиском	$\frac{ p }{[p]} + \frac{ M_y }{[M]} \leq 1$	–
Перевірка несучої здатності обичайки, що не підкріплена кільцем жорсткості та підкладним листом			
22	Параметр, що визначається відстанню від середини опори до днища, γ	$\gamma = 2,83 \frac{a}{D} \sqrt{\frac{S - C}{D}}$	$\gamma = 2,83 \frac{1,35}{2} \sqrt{\frac{0,004 - 0,0011}{2}} = 0,0727$
23	Параметр, який визначається шириною поясу опори, β_1	$\beta_1 = 0,91 \frac{b}{\sqrt{D(S - C)}}$	$\beta_1 = 0,91 \frac{0,3}{\sqrt{2(0,004 - 0,0011)}} = 3,5847$
24	Коефіцієнти, що враховують вплив ширини поясу опори, K_{10} та K_{11}	$K_{10} = \max \left\{ \frac{\exp(-\beta_1) \sin \beta_1}{\beta_1}; 0,25 \right\}$ $K_{11} = \frac{1 - \exp(-\beta_1) \cos \beta_1}{\beta_1}$	$K_{10} = \max \left\{ \frac{\exp(-3,5847) \sin 3,5847}{3,5847}; 0,25 \right\} = \max\{-0,0033; 0,25\} = 0,25$ $K_{11} = \frac{1 - \exp(-3,5847) \cos 3,5847}{3,5847} = 0,286$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
25	Коефіцієнти, що враховують вплив кута охоплення K_{12}, K_{13}, K_{14} <i>Примітка - кут δ_1 беремо у ра- діанах!</i>	$K_{12} = \frac{1,15 - 0,1432\delta_1}{\sin(0,5\delta_1)},$ $K_{13} = \frac{\max\left\{1,7 - \frac{2,1\delta_1}{\pi}; 0\right\}}{\sin(0,5\delta_1)},$ $K_{14} = \frac{1,45 - 0,43\delta_1}{\sin(0,5\delta_1)}$	$K_{12} = \frac{1,15 - 0,1432 \cdot 2,0944}{\sin(0,5 \cdot 2,0944)} = 0,9816$ $K_{13} = \frac{\max\left\{1,7 - \frac{2,1 \cdot 2,0944}{3,14}; 0\right\}}{\sin(0,5 \cdot 2,0944)} =$ $= \frac{\max\{0,3; 0\}}{\sin(0,5 \cdot 2,0944)} =$ $= \frac{0,3}{\sin(0,5 \cdot 2,0944)} =$ $= \frac{0,3}{0,3464} =$ $K_{14} = \frac{1,45 - 0,43 \cdot 2,0944}{\sin(0,5 \cdot 2,0944)} = 0,6344$
26	Коефіцієнти, що враховують вплив відстані від середини опори до днища та кута охоп- лення, K_{15}, K_{16}	$K_{15} = \min\left\{1,0; \frac{0,8\sqrt{\gamma} + 6\gamma}{\delta_1}\right\}$ $K_{16} = 1 - \frac{0,65}{1 + (6\gamma)^2} \sqrt{\frac{\pi}{3\delta_1}}$	$K_{15} =$ $= \min\left\{1,0; \frac{0,8\sqrt{0,0727} + 6 \cdot 0,0727}{2,0944}\right\} =$ $= \min\{1,0; 0,3114\} = 0,3114$ $K_{16} =$ $1 - \frac{0,65}{1 + (6 \cdot 0,0727)^2} \sqrt{\frac{3,14}{3 \cdot 2,0944}} =$ $= 0,6139$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
27	Коефіцієнт, що враховує вплив ширини поясу опори та кута охоплення, K_{17}	$K_{17} = \frac{1}{1 + 0,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{D}{S-C}} \left(\frac{b}{D}\right) \delta_1}$	$K_{17} = \frac{1}{1 + 0,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{2}{0,004 - 0,0011}} \left(\frac{0,3}{2}\right) 2,0944} = 0,3752$
28	Загальне мембранне меридіональне напруження вигину від вагових навантажень, що діє в області опорного вузла, $\overline{\sigma_{mx}}$, МПа	$\overline{\sigma_{mx}} = \frac{4M_i}{\pi D^2(S-C)}$	$\overline{\sigma_{mx}} = \frac{4 \cdot 0,0454}{3,14 \cdot 2^2(0,004 - 0,0011)} = 4,9826 \text{ МПа}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
29	Коефіцієнти ϑ_1 , які відображують відношення місцевих мембранних напружень до місцевих напружень вигину у точках 2 та 3 (див. рис. 2.1., а), табл. 2.1.	<p>- у точці 2</p> $\vartheta_1 = -\frac{0,23K_{13}K_{15}}{K_{10}K_{12}}$ <p>- у точці 3</p> $\vartheta_1 = -\frac{0,53K_{11}}{K_{14}K_{16}K_{17}\sin(0,5\delta_1)}$	<p>- у точці 2</p> $\vartheta_1 = -\frac{0,23 \cdot 0,3464 \cdot 0,3114}{0,25 \cdot 0,9816} = -0,1011$ <p>- у точці 3</p> $\vartheta_1 = -\frac{0,53 \cdot 0,286}{0,6344 \cdot 0,6139 \cdot 0,3752 \cdot \sin(0,5 \cdot 2,0944)} = -1,1976$
30	Коефіцієнти ϑ_2 , які враховують ступінь навантаження загальними мембранними напруженнями у точках 2 та 3	<p>За ϑ_2 приймають одне із значень $\vartheta_{2,1}$ або $\vartheta_{2,2}$, для якого граничне напруження вигину буде найменшим.</p> <p>Якщо тиск внутрішній надлишковий, то p підставляється зі знаком «+». Якщо тиск зовнішній надлишковий, то p підставляється зі знаком «-».</p> <p>- у точці 2</p> $\vartheta_{2,1} = -\bar{\sigma}_{mx} \frac{1}{K_2[\sigma]}$	<p>- у точці 2</p> $\vartheta_{2,1} = -4,9826 \frac{1}{1,25 \cdot 140} = -0,0285$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
	(див. рис. 2.1., а), табл. 2.1.	$\vartheta_{2,2} = \left[\frac{pD}{4(S - C)} - \bar{\sigma}_{mx} \right] \cdot \frac{1}{K_2[\sigma]}$ <p>- у точці 3</p> $\vartheta_{2,1} = 0$ $\vartheta_{2,2} = \frac{pD}{2(S - C)} \cdot \frac{1}{K_2[\sigma]}$ <p>де $K_2 = 1,25$ для робочих умов, $K_2 = 1,05$ для умов випробувань і монтажу.</p>	$\vartheta_{2,2} = \left[\frac{0,4 \cdot 2}{4(0,004 - 0,0011)} - 4,9826 \right] \cdot \frac{1}{1,25 \cdot 140} = 0,3656$ <p>- у точці 3</p> $\vartheta_{2,1} = 0$ $\vartheta_{2,2} = \frac{0,4 \cdot 2}{2(0,004 - 0,0011)} \cdot \frac{1}{1,25 \cdot 140} = 0,7882$
31	Коефіцієнт K_1 .	<p>При розрахунку коефіцієнту K_1, якщо $\vartheta_2 < 0$, то беруть його абсолютне значення (по модулю), а знак для ϑ_1 змінюють на протилежний. Далі обирають менше значення K_1.</p> $K_1 = \frac{1 - \vartheta_2^2}{\left(\frac{1}{3} + \vartheta_1 \vartheta_2\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \vartheta_1 \vartheta_2\right)^2 + (1 - \vartheta_2^2)\vartheta_1^2}}$	<p>- у точці 2</p> <p>Оскільки $\vartheta_{2,1} < 0$, то $\vartheta_2 = \vartheta_{2,1} = 0,0285$, а $\vartheta_1 = 0,1011$, тоді</p> $K_1 = \frac{(1 - 0,0285^2)}{\left(\frac{1}{3} + 0,1011 \cdot 0,0285\right) + \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{3} + 0,1011 \cdot 0,0285\right)^2 + (1 - 0,0285^2) \cdot 0,1011^2}}} = 2,2563$ <p>Оскільки $\vartheta_{2,2} > 0$, то $\vartheta_2 = \vartheta_{2,2} = 0,3656$, а $\vartheta_1 = -0,1011$, тоді</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
			$K_1 = \frac{(1 - 0,3656^2)}{\left(\frac{1}{3} + (-0,1011) \cdot 0,3656\right) + \frac{1}{1}}$ $+ \sqrt{\left(\frac{1}{3} + (-0,1011) \cdot 0,3656\right)^2 + (1 - 0,3656^2) \cdot (-0,1011)^2} = 1,4265$ $K_1 = \min\{2,2563; 1,4265\} = 1,4265$ <p>- у точці 3</p> $\vartheta_2 = \vartheta_{2,1} = 0, \vartheta_1 = -1,1976$ $K_1 = \frac{1-0}{\left(\frac{1}{3}+0\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3}+0\right)^2 + (1-0) \cdot (-1,1976)^2}} = 0,6267$ <p>Оскільки $\vartheta_{2,2} > 0$, то $\vartheta_2 = \vartheta_{2,2} = 0,7882$, а $\vartheta_1 = -1,1976$</p> $K_1 = \frac{(1 - 0,7882^2)}{\left(\frac{1}{3} + (-1,1976) \cdot 0,7882\right) + \frac{1}{1}}$ $+ \sqrt{\left(\frac{1}{3} + (-1,1976) \cdot 0,7882\right)^2 + (1 - 0,7882^2) \cdot (-1,1976)^2} = 0,8856$ $K_1 = \min\{0,6267; 0,8856\} = 0,6267$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
Перевірка умови міцності			
32	Граничне напруження вигину в місці кріплення опор, $[\sigma_i]$, МПа	$[\sigma_i] = K_1 K_2 [\sigma]$	- у точці 2 $[\sigma_i]_2 = 1,4265 \cdot 1,25 \cdot 140 = 249,6$ МПа - у точці 3 $[\sigma_i]_3 = 0,6267 \cdot 1,25 \cdot 140 = 109,7$ МПа
33	Допустиме опорне зусилля від напруження в меридіональному напрямку (точка 2) $[F]_2$, МН	$[F]_2 = \frac{0,7[\sigma_i]_2(S - C)\sqrt{D(S - C)}}{K_{10}K_{12}}$	$[F]_2 = \frac{0,7 \cdot 249,6 \cdot (0,004 - 0,0011)\sqrt{2(0,004 - 0,0011)}}{0,25 \cdot 0,9816} = 0,1573$ МН
34	Допустиме опорне зусилля від напруження в коловому напрямку (точка 3), $[F]_3$, МН	$[F]_3 = \frac{0,9[\sigma_i]_3(S - C)\sqrt{D(S - C)}}{K_{14}K_{16}K_{17}}$	$[F]_3 = \frac{0,9 \cdot 109,7 \cdot (0,004 - 0,0011)\sqrt{2(0,004 - 0,0011)}}{0,6344 \cdot 0,6139 \cdot 0,3752} = 0,1492$ МН

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
35	Умова міцності для обичайки без підкладних листів в місці опори	$F_i \leq \min\{[F]_2; [F]_3\}$	$\min\{0,1573; 0,1492\} = 0,1492$ МН $0,225$ МН > $0,1492$ МН Умова міцності не виконується
Перевірка умови стійкості			
36	Ефективна осьова сила від місцевих мембранних напружень, що діють в області опори, F_e , МН	$F_e = 0,25F_i\pi K_{13}K_{15}\sqrt{\frac{D}{S-C}}$	$F_e = 0,25 \cdot 0,225 \cdot 3,14 \cdot 0,3464 \cdot$ $\cdot 0,3114 \sqrt{\frac{2}{0,004 - 0,0011}} =$ $= 0,5006$ МН
37	Допустима осьова стискаюча сила з умови міцності, $[F]_\sigma$, МН	$[F]_\sigma = \pi(D + S - C)(S - C)[\sigma]$.	$[F]_\sigma = 3,14(2 + 0,004 - 0,0011)(0,004 - 0,0011) \cdot 140 =$ $= 2,5547$ МН
38	Допустима осьова стискаюча сила з умови стійкості	Якщо $\frac{l_R}{D} \leq 10$ $[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5}$	Для конструктивної схеми «а», рис. 4.1 робимо перевірку відношення $\frac{l_R}{D}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
	<p>в границях пружності, якщо $l_R/D \leq 10$, $[F]_{E1}$, МН</p> <p>де $l_R, м$ - розрахункова довжина:</p> <p>- для конструктивної схеми «а» (рис. 4.1, а)</p> <p>- для конструктивної схеми «б» (рис. 4.1, б)</p> <p>- для конструктивної схеми «в» (рис. 4.1, в)</p> <p>- для конструктивної схеми «г» (рис. 4.1, г)</p>	$l_R = L + \frac{4}{3}H$ $l_R = L + \frac{2H}{3}$ $l_R = L$ $l_R = L_1$	$l_R = 10,9 + \frac{4}{3}0,5 = 11,57 \text{ м}$ $\frac{l_R}{D} = \frac{11,57}{2} = 5,785 < 10$ <p>Тоді $[F]_{E1} =$</p> $= \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 1,9 \cdot 10^5}{2,4} 2^2 \left[\frac{100(0,004 - 0,0011)}{2} \right]^{2,5} =$ $= 0,7859 \text{ МН}$ <p>—</p> <p>—</p> <p>—</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
39	Допустима осьова стиску-юча сила з умов загальної стійкості в границях пружності, $[F]_{E2}$, МН (визначається якщо $l_R/D > 10$)	$[F]_{E2} = \pi(D + S - C)(S - C) \frac{E}{n_y} \left(\frac{\pi}{\lambda} \right)^2$ <p>де λ – гнучкість, див. п. 40</p>	–
40	Допустима осьова стиску-юча сила з умови стійкості в границях пружності якщо $l_R/D > 10$, а також для складених обичайок корпусів, які відрізняються товщиною і діаметром, $[F]_E$, МН	$[F]_E = \min \{ [F]_{E1}; [F]_{E2} \},$	–

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
41	Гнучкість, λ	$\lambda = \frac{2,83l_{np}}{D + S - C}.$ <p>Зведена довжина циліндричної обичайки l_{np} визначається залежно від закріплення обичайки (табл. 3.1).</p>	—
42	Допустима осьова стиску-юча сила з умов міцності і стійкості, $[F]$, МН	$[F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{\sigma}}{[F]_E}\right)^2}}.$	$[F]_E = [F]_{E1} = 0,7859 \text{ МН}$ $[F] = \frac{2,5547}{\sqrt{1 + \left(\frac{2,5547}{0,7859}\right)^2}} = 0,7512 \text{ МН}$
43	Допустима поперечна сила з умови міцності, $[Q]_{\sigma}$, МН	$[Q]_{\sigma} = \frac{\pi D(S - C)}{4} [\sigma].$	$[Q]_{\sigma} = \frac{3,14 \cdot 2 \cdot (0,004 - 0,0011)}{4} 140$ $= 0,6377 \text{ МН}$
44	Допустима поперечна сила з умови стійкості в границях пружності, $[Q]_E$, МН	$[Q]_E = \frac{2,4E(S - C)^2}{n_y} \left[0,18 + 3,3 \frac{D(S - C)}{l_R^2} \right]$	$[Q]_E =$ $= \frac{2,4 \cdot 1,9 \cdot 10^5 (0,004 - 0,0011)^2}{2,4} \left[0,18 + 3,3 \frac{2 \cdot (0,004 - 0,0011)}{11,57^2} \right] = 0,2879 \text{ МН}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
45	Допустима поперечна сила з умов міцності і стійкості, $[Q]$, МН	$[Q] = \frac{[Q]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[Q]_{\sigma}}{[Q]_E}\right)^2}}$	$[Q] = \frac{0,6377}{\sqrt{1 + \left(\frac{0,6377}{0,2879}\right)^2}} = 0,2624 \text{ МН}$
46	Для посудин навантажених зовнішнім тиском, при перевірці умови міцності визначають допустимий зовнішній тиск з урахуванням умов міцності і стійкості для робочих умов $[p]$.	<p>де</p> $[p] = \frac{[p]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_{\sigma}}{[p]_E}\right)^2}}$ $[p]_{\sigma} = \frac{2[\sigma](S - C)}{D + S - C},$ $[p]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E}{n_y B_1} \cdot \frac{D}{l_R} \left[\frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5},$ $B_1 = \min \left\{ 1; \frac{9,45 D}{l_R} \sqrt{\frac{D}{100(S - C)}} \right\}.$	<p>—</p> <p>—</p> <p>—</p> <p>—</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
47	<p>Перевірка умови стійкості циліндричної обичайки в області опорного вузла:</p> <p>- для посудини навантаженої внутрішнім надлишковим тиском</p> <p>- для посудини навантаженої зовнішнім надлишковим тиском</p>	$\frac{ F_e }{[F]} + \frac{ M_i }{[M]} + \left(\frac{Q_i}{[Q]}\right)^2 \leq 1$ $\frac{ p }{[p]} + \frac{ F_e }{[F]} + \frac{ M_i }{[M]} + \left(\frac{Q_i}{[Q]}\right)^2 \leq 1$	$\frac{ 0,5006 }{0,7512} + \frac{ 0,0454 }{0,4255} + \left(\frac{0,1595}{0,2624}\right)^2 =$ $= 0,6664 + 0,1067 + 0,3696 > 1$ <p>Умова стійкості не виконується</p> <p style="text-align: center;">–</p>
<p>Оскільки умови міцності та стійкості не виконуються, то необхідно підкріпити опорний вузол підкладним листом та повторити розрахунок, виконуючи рекомендації ГОСТ 34266.5-2017. Підкладний лист розглядають як посилення стінки посудини, у всіх формулах замість $(S - C)$ належить підставляти ефективну товщину обичайки з підкладним листом S_{ef}.</p>			

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
48	Параметри підкладного листа: S_2 (м), δ_2 (рад), b_2 (м).	$S_2 \geq S;$ $\delta_2 \geq \delta_1 + 20^\circ$ $b_2 \text{ обираємо по таблиці 4.2 або за [8] залежно від діаметру посудини}$	$S_2 = S = 0,004 \text{ м}$ $\delta_2 = 120^\circ + 20^\circ = 140^\circ = 2,4435 \text{ рад}$ <p>Для $D = 2000$ мм ширина підкладного листа $b_2 = 450$ мм</p>
49	Перевірка застосування розрахункових формул	$60^\circ \leq \delta_2 \leq 180^\circ;$ $\frac{S - C}{D} \leq 0,05;$ $S_2 \geq S;$ $\delta_2 \geq \delta_1 + 20^\circ$	$60^\circ < 140^\circ < 180^\circ$ $\frac{0,004 - 0,0011}{2} = 0,0014 < 0,05$ $S_2 = 0,004 \text{ м} = S$ $\delta_2 = 140^\circ = \delta_1 + 20^\circ$ <p>Умови виконуються</p>
50	Ефективна товщина обичайки з підкладним листом S_{ef} , м.	$S_{ef} = (S - C) \sqrt{1 + \left(\frac{S_2}{S - C}\right)^2}$	$S_{ef} = (0,004 - 0,0011) \cdot$ $\cdot \sqrt{1 + \left(\frac{0,004}{0,004 - 0,0011}\right)^2} =$ $= 0,0049 \text{ м}$
Перевірка несучої спроможності обичайки з підкладним листом, не підкріпленої кільцями жорсткості в місці опорного вузла			
51	Параметр, що визначається відстанню від середини опори до днища, γ	$\gamma = 2,83 \frac{a}{D} \sqrt{\frac{S_{ef}}{D}}$	$\gamma = 2,83 \frac{1,35}{2} \sqrt{\frac{0,0049}{2}} = 0,0949$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
52	Параметр, який визначається шириною поясу опори, β_1	$\beta_1 = 0,91 \frac{b_2}{\sqrt{D \cdot S_{ef}}}$	$\beta_1 = 0,91 \cdot \frac{0,45}{\sqrt{2 \cdot 0,0049}} = 4,1195$
53	Коефіцієнти, що враховують вплив ширини поясу опори, K_{10} та K_{11}	$K_{10} = \max \left\{ \frac{\exp(-\beta_1) \sin \beta_1}{\beta_1}; 0,25 \right\}$ $K_{11} = \frac{1 - \exp(-\beta_1) \cos \beta_1}{\beta_1}$	$K_{10} = \max \left\{ \frac{\exp(-4,1195) \sin 4,1195}{4,1195}; 0,25 \right\} =$ $= \max \{-0,0033; 0,25\} = 0,25$ $K_{11} = \frac{1 - \exp(-4,1195) \cos 4,1195}{4,1195} =$ $= 0,245$
54	Коефіцієнти, що враховують вплив кута охоплення K_{12}, K_{13}, K_{14} <i>Примітка - кут δ_2 беремо у радіанах!</i>	$K_{12} = \frac{1,15 - 0,1432 \delta_2}{\sin(0,5 \delta_2)},$ $K_{13} = \frac{\max \left\{ 1,7 - \frac{2,1 \delta_2}{\pi}; 0 \right\}}{\sin(0,5 \delta_2)},$	$K_{12} = \frac{1,15 - 0,1432 \cdot 2,4435}{\sin(0,5 \cdot 2,4435)} = 0,8514$ $K_{13} = \frac{\max \left\{ 1,7 - \frac{2,1 \cdot 2,4435}{3,14}; 0 \right\}}{\sin(0,5 \cdot 2,4435)} =$ $= \frac{\max \{0,0667; 0\}}{\sin(0,5 \cdot 2,4435)} =$ $= \frac{0,0667}{\sin(0,5 \cdot 2,4435)} =$ $= 0,0709$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		$K_{14} = \frac{1,45 - 0,43\delta_2}{\sin(0,5\delta_2)}$	$K_{14} = \frac{1,45 - 0,43 \cdot 2,4435}{\sin(0,5 \cdot 2,4435)} = 0,4249$
55	Коефіцієнти, що враховують вплив відстані від середини опори до днища та кута охоплення, K_{15}, K_{16}	$K_{15} = \min \left\{ 1,0; \frac{0,8\sqrt{\gamma} + 6\gamma}{\delta_2} \right\}$ $K_{16} = 1 - \frac{0,65}{1 + (6\gamma)^2} \sqrt{\frac{\pi}{3\delta_2}}$	$K_{15} = \min \left\{ 1,0; \frac{0,8\sqrt{0,0949} + 6 \cdot 0,0949}{2,4435} \right\} = \min\{1,0; 0,334\} = 0,334$ $K_{16} = 1 - \frac{0,65}{1 + (6 \cdot 0,0949)^2} \sqrt{\frac{3,14}{3 \cdot 2,4435}} = 0,6787$
56	Коефіцієнт, що враховує вплив ширини поясу опори та кута охоплення, K_{17}	$K_{17} = \frac{1}{1 + 0,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{D}{S_{ef}} \left(\frac{b_2}{D}\right)} \delta_2}$	$K_{17} = \frac{1}{1 + 0,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{2}{0,0049} \left(\frac{0,45}{2}\right)} 2,4435} = 0,2907$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
57	Загальне мембранне меридіональне напруження вигину від вагових навантажень, що діє в області опорного вузла, $\overline{\sigma_{mx}}$, МПа	$\overline{\sigma_{mx}} = \frac{4M_i}{\pi D^2 S_{ef}}$	$\overline{\sigma_{mx}} = \frac{4 \cdot 0,0454}{3,14 \cdot 2^2 \cdot 0,0049} = 2,9246 \text{ МПа}$
58	Коефіцієнти ϑ_1 , які відображують відношення місцевих мембранних напружень до місцевих напружень вигину у точках 2 та 3 (див. рис. 2.1., а), табл. 2.1.	<p>- у точці 2</p> $\vartheta_1 = -\frac{0,23K_{13}K_{15}}{K_{10}K_{12}}$ <p>- у точці 3</p> $\vartheta_1 = -\frac{0,53K_{11}}{K_{14}K_{16}K_{17}\sin(0,5\delta_2)}$	<p>- у точці 2</p> $\vartheta_1 = -\frac{0,23 \cdot 0,0709 \cdot 0,334}{0,25 \cdot 0,8514} = -0,0256$ <p>- у точці 3</p> $\vartheta_1 = -\frac{0,53 \cdot 0,245}{0,4249 \cdot 0,6787 \cdot 0,2907 \cdot \sin(0,5 \cdot 2,4435)} = -1,6479$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
59	Коефіцієнти ϑ_2 , які враховують ступінь навантаження загальними мембранними напруженнями у точках 2 та 3 (див. рис. 2.1., а), табл. 2.1.	<p>За ϑ_2 приймають одне із значень $\vartheta_{2,1}$ або $\vartheta_{2,2}$, для якого граничне напруження вигину буде найменшим.</p> <p>Якщо тиск внутрішній надлишковий, то p підставляється зі знаком «+». Якщо тиск зовнішній надлишковий, то p підставляється зі знаком «-».</p> <p>- у точці 2</p> $\vartheta_{2,1} = -\bar{\sigma}_{mx} \frac{1}{K_2[\sigma]}$ $\vartheta_{2,2} = \left[\frac{pD}{4S_{ef}} - \bar{\sigma}_{mx} \right] \cdot \frac{1}{K_2[\sigma]}$ <p>- у точці 3</p> $\vartheta_{2,1} = 0$ $\vartheta_{2,2} = \frac{pD}{2S_{ef}} \cdot \frac{1}{K_2[\sigma]}$ <p>де $K_2 = 1,25$ для робочих умов, $K_2 = 1,05$ для умов випробувань і монтажу.</p>	<p>- у точці 2</p> $\vartheta_{2,1} = -2,9246 \frac{1}{1,25 \cdot 140} = -0,0167$ $\vartheta_{2,2} = \left[\frac{0,4 \cdot 2}{4 \cdot 0,0049} - 2,9246 \right] \cdot \frac{1}{1,25 \cdot 140} = 0,2146$ <p>- у точці 3</p> $\vartheta_{2,1} = 0$ $\vartheta_{2,2} = \frac{0,4 \cdot 2}{2 \cdot 0,0049} \cdot \frac{1}{1,25 \cdot 140} = 0,4626$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
60	Коефіцієнт K_1	<p>При розрахунку коефіцієнту K_1, якщо $\vartheta_2 < 0$, то беруть його абсолютне значення (по модулю), а знак для ϑ_1 змінюють на протилежний. Далі обирають менше значення K_1.</p> $K_1 = \frac{1 - \vartheta_2^2}{\left(\frac{1}{3} + \vartheta_1 \vartheta_2\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \vartheta_1 \vartheta_2\right)^2 + (1 - \vartheta_2^2) \vartheta_1^2}}$	<p>- у точці 2</p> <p>Оскільки $\vartheta_{2,1} < 0$, то $\vartheta_2 = \vartheta_{2,1} = 0,0167$, а $\vartheta_1 = 0,0256$, тоді</p> $K_1 = \frac{(1 - 0,0167^2)}{\left(\frac{1}{3} + 0,0256 \cdot 0,0167\right) + \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{3} + 0,0256 \cdot 0,0167\right)^2 + (1 - 0,0167^2) \cdot 0,0256^2}}}$ <p style="text-align: center;">=2,7712</p> <p>Оскільки $\vartheta_{2,2} > 0$, то $\vartheta_2 = \vartheta_{2,2} = 0,2146$, а $\vartheta_1 = -0,0256$, тоді</p> $K_1 = \frac{(1 - 0,2146^2)}{\left(\frac{1}{3} + (-0,0256 \cdot 0,2146)\right) + \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{3} + (-0,0256) \cdot 0,2146\right)^2 + (1 - 0,2146^2) \cdot (-0,0256)^2}}}$ <p style="text-align: center;">=2,6931</p> <p>$K_1 = \min\{2,7712; 2,6931\} = 2,6931$</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
	Коефіцієнт K_1 .		<p>- у точці 3 $\vartheta_2 = \vartheta_{2,1} = 0, \vartheta_1 = -1,6479$ $K_1 = \frac{1-0}{\left(\frac{1}{3}+0\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3}+0\right)^2 + (1-0) \cdot (-1,6479)^2}} =$ $= 0,483$ <p>Оскільки $\vartheta_{2,2} > 0$, то $\vartheta_2 = \vartheta_{2,2} = 0,4626$, а $\vartheta_1 = -1,6479$ $K_1 = \frac{(1 - 0,4626^2)}{\left(\frac{1}{3} + (-1,6479) \cdot 0,4626\right) +$ $+ \sqrt{\left(\frac{1}{3} + (-1,6479) \cdot 0,4626\right)^2 + (1 - 0,4626^2) \cdot (-1,6479)^2}} =$ $= 0,6583$ $K_1 = \min\{0,483; 0,6583\} = 0,483$</p> </p>
Перевірка умови міцності			
61	Граничне напруження вигину в місці кріплення опор, $[\sigma_i]$, МПа	$[\sigma_i] = K_1 K_2 [\sigma]$	<p>- у точці 2 $[\sigma_i]_2 = 2,6931 \cdot 1,25 \cdot 140 = 471,3$ МПа</p> <p>- у точці 3 $[\sigma_i]_3 = 0,483 \cdot 1,25 \cdot 140 = 84,5$ МПа</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
62	Допустиме опорне зусилля від напруження в меридіональному напрямку (точка 2) $[F]_2$, МН	$[F]_2 = \frac{0,7[\sigma_i]_2 S_{ef} \sqrt{D S_{ef}}}{K_{10} K_{12}}$	$[F]_2 = \frac{0,7 \cdot 471,3 \cdot 0,0049 \cdot \sqrt{2 \cdot 0,0049}}{0,25 \cdot 0,245} = 0,7612 \text{ МН}$
63	Допустиме опорне зусилля від напруження в коловому напрямку (точка 3), $[F]_3$, МН	$[F]_3 = \frac{0,9[\sigma_i]_3 S_{ef} \sqrt{D S_{ef}}}{K_{14} K_{16} K_{17}}$	$[F]_3 = \frac{0,9 \cdot 84,5 \cdot 0,0049 \cdot \sqrt{2 \cdot 0,0049}}{0,4249 \cdot 0,6787 \cdot 0,2907} = 0,4456 \text{ МН}$
64	Умова міцності для циліндричної обичайки з підкладним листом в місці опори	$F_i \leq \min\{[F]_2; [F]_3\}$	$\min\{0,7612; 0,4456\} = 0,4456 \text{ МН}$ $0,225 \text{ МН} < 0,4456 \text{ МН}$ Умова міцності виконується

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
Перевірка умови стійкості			
65	Ефективна осьова сила від місцевих мембранних напружень, що діють в області опори, F_e , МН	$F_e = 0,25F_i\pi K_{13}K_{15} \sqrt{\frac{D}{S_{ef}}}$	$F_e = 0,25 \cdot 0,225 \cdot 3,14 \cdot 0,0709 \cdot 0,334 \cdot \sqrt{\frac{2}{0,0049}} = 0,0843 \text{ МН}$
66	Допустима осьова стискаюча сила з умови міцності, $[F]_\sigma$, МН	$[F]_\sigma = \pi(D + S_{ef})S_{ef}[\sigma].$	$[F]_\sigma = 3,14 \cdot (2 + 0,0049) \cdot 0,0049 \cdot 140 = 4,3568 \text{ МН}$
67	Допустима осьова стискаюча сила з умови стійкості в границях пружності якщо $l_R/D \leq 10$, $[F]_{E1}$, МН	$\frac{l_R}{D} \leq 10$ $[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100 S_{ef}}{D} \right]^{2,5}.$	Для конструктивної схеми «а», рис. 4.1 робимо перевірку відношення $\frac{l_R}{D}$: $\frac{l_R}{D} = \frac{11,57}{2} = 5,785 < 10$ $[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 1,9 \cdot 10^5}{2,4} 2^2 \left[\frac{100 \cdot 0,0049}{2} \right]^{2,5} = 2,9775 \text{ МН}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
	де розрахункова довжина l_R , м: - для конструктивної схеми «а» (рис. 4.1, а) - для конструктивної схеми «б» (рис. 4.1, б) - для конструктивної схеми «в» (рис. 4.1, в) - для конструктивної схеми «г» (рис. 4.1, г)	$l_R = L + \frac{4}{3}H$ $l_R = L + \frac{2H}{3}$ $l_R = L$ $l_R = L_1$	$l_R = 10,9 + \frac{4}{3}0,5 = 11,57 \text{ м}$ — — —
68	Допустима осьова стискаюча сила з умов загальної стійкості в границях пружності, $[F]_{E2}$, МН (якщо $l_R/D > 10$)	$[F]_{E2} = \pi(D + S_{ef})S_{ef} \frac{E}{n_y} \left(\frac{\pi}{\lambda} \right)^2$ де λ – гнучкість, див. п. 69	—

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
69	Допустима осьова стискаюча сила з умови стійкості в границях пружності якщо $l_R/D > 10$, а також для складених обичайок корпусів, які відрізняються товщиною і діаметром	$[F]_E = \min \{ [F]_{E1}; [F]_{E2} \},$	-
70	Гнучкість, λ	$\lambda = \frac{2,83l_{np}}{D + S_{ef}}.$ <p>Зведена довжина циліндричної обичайки l_{np} визначається залежно від закріплення обичайки (табл. 3.1).</p>	-
71	Допустима осьова стискаюча сила з умов міцності і стійкості, $[F]$, МН	$[F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{\sigma}}{[F]_E} \right)^2}}.$	$[F] = \frac{4,3568}{\sqrt{1 + \left(\frac{4,3568}{2,9775} \right)^2}} = 2,4582 \text{ МН}$ <p>де $[F]_E = [F]_{E1} = 2,9775 \text{ МН}$</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
72	Допустимий згинаючий момент з умови міцності, $[M]_{\sigma}$, МН·м	$[M]_{\sigma} = \frac{\pi}{4} D(D + S_{ef}) S_{ef} [\sigma]$	$[M]_{\sigma} = \frac{3,14}{4} \cdot 2 \cdot (2 + 0,0049) \cdot 0,0049 \cdot 140 = 2,1784 \text{ МН} \cdot \text{м}$
73	Допустимий згинаючий момент з умови стійкості в границях пружності, $[M]_E$, МН·м	$[M]_E = \frac{89 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} D^3 \left[\frac{100 S_{ef}}{D} \right]^{2,5}$	$[M]_E = \frac{89 \cdot 10^{-6} \cdot 1,9 \cdot 10^5}{2,4} \cdot 2^3 \cdot \left[\frac{100 \cdot 0,0049}{2} \right]^{2,5} = 1,7096 \text{ МН} \cdot \text{м}$
74	Допустимий згинаючий момент з умов міцності і стійкості, $[M]$, МН·м	$[M] = \frac{[M]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{\sigma}}{[M]_E} \right)^2}}$	$[M] = \frac{2,1784}{\sqrt{1 + \left(\frac{2,1784}{1,7096} \right)^2}} = 1,3449 \text{ МН} \cdot \text{м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
75	Допустима поперечна сила з умови стійкості в границях пружності, $[Q]_E$, МН Допустима поперечна сила з умови міцності, $[Q]_\sigma$, МН	$[Q]_E = \frac{2,4ES_{ef}^2}{n_y} \left[0,18 + 3,3 \frac{DS_{ef}}{l_R^2} \right]$ $[Q]_\sigma = \frac{\pi DS_{ef}}{4} [\sigma].$	$[Q]_E = \frac{2,4 \cdot 1,9 \cdot 10^5 \cdot 0,0049^2}{2,4} \left[0,18 + 3,3 \frac{2 \cdot 0,0049}{11,57^2} \right] = 0,836 \text{ МН}$ $[Q]_\sigma = \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 0,0049}{4} \cdot 140 = 1,0865 \text{ МН}$
76	Допустима поперечна сила з умов міцності і стійкості, $[Q]$, МН	$[Q] = \frac{[Q]_\sigma}{\sqrt{1 + \left(\frac{[Q]_\sigma}{[Q]_E} \right)^2}}$	$[Q] = \frac{1,0865}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,0865}{0,836} \right)^2}} = 0,6625 \text{ МН}$
77	Для посудин навантажених зовнішнім тиском, при перевірці умови міцності визначають	де $[p] = \frac{[p]_\sigma}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_\sigma}{[p]_E} \right)^2}}$ $[p]_\sigma = \frac{2[\sigma]S_{ef}}{D + S_{ef}},$	— —

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
	допустимий зовнішній тиск з урахуванням умов міцності і стійкості для робочих умов $[p]$.	$[p]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E}{n_y B_1} \cdot \frac{D}{l_R} \left[\frac{100 S_{ef}}{D} \right]^{2,5}$ $B_1 = \min \left\{ 1; \frac{9,45 D}{l_R} \sqrt{\frac{D}{100 \cdot S_{ef}}} \right\}.$	<p style="text-align: center;">–</p> <p style="text-align: center;">–</p>
78	<p>Перевірка умови стійкості циліндричної обичайки з підкладним листом в області опорного вузла:</p> <ul style="list-style-type: none"> - для посудини навантаженої внутрішнім надлишковим тиском - для посудини навантаженої зовнішнім надлишковим тиском 	$\frac{ F_e }{[F]} + \frac{ M_i }{[M]} + \left(\frac{Q_i}{[Q]} \right)^2 \leq 1$ $\frac{ p }{[p]} + \frac{ F_e }{[F]} + \frac{ M_i }{[M]} + \left(\frac{Q_i}{[Q]} \right)^2 \leq 1$	$\frac{ 0,0843 }{2,4582} + \frac{ 0,0454 }{1,3449} + \left(\frac{0,1595}{0,6625} \right)^2 =$ $= 0,0343 + 0,0338 + 0,058 < 1$ <p>Умова стійкості виконується. Перевірили несучу спроможності обичайки з підкладним листом, не підкріпленої кільцями жорсткості в місці опорного вузла.</p> <p style="text-align: center;">–</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
Перевірка несучої спроможності обичайки з кільцем жорсткості в області опорного вузла			
79	Умова міцності посудин, які працюють під внутрішнім надлишковим тиском	$\frac{pD}{4(S - C)} + \frac{4M_i}{\pi D^2(S - C)} \leq [\sigma]$	$\frac{0,4 \cdot 2}{4(0,004 - 0,0011)} + \frac{4 \cdot 0,0454}{3,14 \cdot 2^2(0,004 - 0,0011)} =$ $= 73,95 \text{ МПа}$ <p style="text-align: center;">73,95 МПа < 140 МПа</p> <p style="text-align: center;">Умова виконується</p>
80	Умова стійкості посудин, які працюють під внутрішнім надлишковим тиском	$\frac{ M_i }{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 \leq 1$	$\frac{ 0,0454 }{1,3449} + \left(\frac{0,1595}{0,6625}\right)^2 =$ $= 0,0338 + 0,058 < 1$ <p style="text-align: center;">Умова виконується</p>
81	Посудини, які працюють під зовнішнім надлишковим тиском перевіряють на стійкість	$\frac{ p }{[p]} + \frac{ M_i }{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 \leq 1$	-

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
Перевірка міцності кільця жорсткості			
82	Ефективна товщина обичайки з кільцем жорсткості S_e , м.	$S_e = (S^* - C) \left[1 - \frac{ p D}{2(S^* - C)[\sigma]} \right] \frac{[\sigma]}{[\sigma]_к}$ <p>*Для цього розрахунку взяти товщину стінки апарата в межах $S = 4 \dots 6$ мм.</p>	$S_e = (0,004 - 0,0011) \cdot \left[1 - \frac{ 0,4 \cdot 2}{2(0,004 - 0,0011) \cdot 140} \right] \cdot \frac{140}{140} = 4,286 \cdot 10^{-5} \text{ м}$
83	Ефективна несуча довжина стінки посудини l_e , м.	$l_e = t + 4\sqrt{D(S - C)}$	$l_e = 0,015 + 4\sqrt{2(0,004 - 0,0011)} = 0,32 \text{ м}$
84	Відстань між стінкою посудини та нейтральною віссю кільця жорсткості при пластичному згині, e_4 , м (табл. 2.3): - для кільцевого профілю №1	$e_4 = \frac{t \cdot h - l_e S_e}{2t}$	$e_4 = \frac{0,015 \cdot 0,06 - 0,32 \cdot 4,286 \cdot 10^{-5}}{2 \cdot 0,015} = 0,0295 \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
	- для кільце- вого профілю №2 - для кільце- вого профілю №3 - для кільце- вого профілю №4	$e_4 = \frac{b_4 S_5 + h S_4 - l_e S_e}{2 S_4}$ $e_4 = \frac{2 h S_4 - l_e S_e}{4 S_4}$ $e_4 = \frac{h S_4 - l_e S_e}{2 S_4}$	- - -
85	Допустимий згинальний мо- мент для кільця жорсткості, [M _T], МН·м (табл. 2.3): - для кільце- вого профілю №1	$[M]_T = 0,5 \left[t(h - e_4)^2 + t e_4^2 + \right. \\ \left. + (2e_4 + S_e) l_e S_e \right] [\sigma]_к$	$[M]_T = 0,5 \cdot [0,015 \cdot (0,06 - 0,0295)^2 + \\ + 0,06 \cdot 0,0295^2 + \\ + (2 \cdot 0,0295 + 4,286 \cdot 10^{-5}) 0,32 \cdot 4,286 \\ \cdot 10^{-5}] \cdot 140 = \\ = 7,18 \cdot 10^{-3} \text{ МН} \cdot \text{м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
	- для кільцевого профілю №2 - для кільцевого профілю №3 - для кільцевого профілю №4	$[M]_T = 0,5 \left[\begin{array}{l} S_4(h - e_4)^2 + S_4e_4^2 + \\ +(2h - 2e_4 + S_5)b_4S_5 + \\ +(2e_4 + S_e)l_eS_e \end{array} \right] [\sigma]_K$ $[M]_T = 0,5 \left[\begin{array}{l} 2S_4(h - e_4)^2 + 2S_4e_4^2 + \\ +(2e_4 + S_e)l_eS_e \end{array} \right] [\sigma]_K$ $[M]_T = 0,5 \left[\begin{array}{l} S_4(h - e_4)^2 + \\ +2tS_5(h - S_5) + \\ +(2e_4 + S_e)l_eS_e \end{array} \right] [\sigma]_K$	- - -
86	Коефіцієнт K_{18}	K_{18} – визначається за таблицею 2.2 залежно від конструкції кільця та кута охоплення	$\delta_1 = 120^\circ$ $K_{18} = 33$
87	Умова міцності кільця жорсткості розташованого: - усередині апарата - зовні апарата	$F_i \leq \frac{K_{18}[M_T]\varphi}{0,5D - e_4};$ $F_i \leq \frac{K_{18}[M_T]\varphi}{0,5D + e_4}$	$\frac{33 \cdot 7,18 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{0,5 \cdot 2 - 0,295} = 0,336$ $0,225 < 0,336$ Умова міцності внутрішнього кільця жорсткості виконується. -

Таблиця 4.4 Алгоритм і приклад розрахунку до завдання 2 несучої здатності обичайки в місці розташування сідлової опори

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1	Допустиме напруження матеріалу обичайки за розрахункової температури $[\sigma]$, МПа	$[\sigma]$ визначають за таблицями Додатку А залежно від матеріалу, з якого виконана обичайка і за розрахункової температури	Для сталі марки ВСтЗсп допустиме напруження $[\sigma]=140$ МПа
2	Коефіцієнт міцності зварного шва φ	φ визначають за таблицею Б.1 Додатку Б залежно від виду зварного шва та довжини швів, що контролюються	Для кутового двостороннього шва з автоматичним зварюванням, коли довжина швів, що контролюються, становить 50 % від загальної довжини $\varphi = 0,9$
3	Модуль пружності в умовах розтягу за розрахункової температури E , МПа	E визначають за таблицями Додатку В залежно від матеріалу, з якого виконана обичайка і розрахункової температури	Для сталі марки ВСтЗсп $E = 1,9 \cdot 10^5$ МПа
4	Перевірка застосування розрахункових формул	$60^\circ \leq \delta_1 \leq 180^\circ;$ $\frac{S - C}{D} \leq 0,05;$ $S_2 \geq S;$	$60^\circ \leq 120^\circ \leq 180^\circ$ $\frac{0,004 - 0,0011}{2} = 0,0014 \leq 0,05$ $S_2 = 0,004 \text{ м} = S$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		$\delta_2 \geq \delta_1 + 20^\circ$	$\delta_2 = 150^\circ > 120^\circ + 20^\circ$ Умови виконуються
5	Розподілене вагове навантаження для наведеної на рис. 2.2, б балки, q , МН/м	$q = \frac{G}{L + \frac{4}{3}H}$	$q = \frac{0,35}{10,9 + \frac{4}{3} \cdot 0,5} = 0,0303 \text{ МН/м}$
6	Розрахунковий згинальний момент, що діє на консольну частину обичайки, M_o , МН · м	$M_o = q \frac{D^2}{16}$	$M_o = 0,0303 \frac{2^2}{16} = 0,0076 \text{ МН} \cdot \text{м}$
7	Опорне вертикальне зусилля без урахування додаткових зовнішніх сил (для симетричних схем розташування опор, наведених на рис. 2.2, б), F_i , МН	$F_i = \frac{G}{n}$	$F_1 = F_2 = F_3 = \frac{0,35}{3} = 0,1167 \text{ МН}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
8	Довжина вільно виступаючої частини еквівалентної посудини, e , м.	$e = a + \frac{2}{3}H$	$e = 1,35 + \frac{2}{3}0,5 = 1,68 \text{ м}$
9	Згинальні моменти M_l і M_n над 1-ю і n -ю опорами (для схеми балки, наведеної на рис. 2.2, б), МН · м	$M_1 = M_n = \max\left(\frac{qe^2}{2} - M_0; \frac{ql_1^2}{8}\right)$	$M_1 = M_3 = \max\left(\frac{0,0303 \cdot 1,68^2}{2} - 0,0076; \frac{0,0303 \cdot 4,1^2}{8}\right) = \max(0,0353; 0,0636)$ $M_1 = M_3 = 0,0636 \text{ МН} \cdot \text{м}$
10	Згинаючий момент M_i над опорами, МН · м	$M_i = \frac{ql_1^2}{8}$	$M_2 = \frac{0,0303 \cdot 4,1^2}{8} = 0,0636 \text{ МН} \cdot \text{м}$ $M_i = \max(M_1; M_2; M_3) = 0,0636 \text{ МН} \cdot \text{м}$
11	Поперечне зусилля в перерізі оболонки над опорами, Q_i , МН	$Q_i = 0,5F_i$	$Q_i = 0,5 \cdot 0,1167 = 0,0583 \text{ МН}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
12	Коефіцієнт міцності зварного шва φ	Якщо $f > \sqrt{D(S - c)}$, то $\varphi = 1,0$ Якщо $f \leq \sqrt{D(S - c)}$, то φ за умовою задачі	$\sqrt{2(0,004 - 0,0011)} = 0,0762$ м $0,11 > 0,0762$ $\varphi = 1,0$
13	Для такої розрахункової схеми перевірка несучої спроможності обичайки у перерізі між опорами не робиться. Максимальний момент M_y між опорами для схеми розташування опор, представленої на рисунку 2.2, б, визначати не потрібно.		
14	Далі розрахунок ведеться аналогічно, як і для варіанту з 2-ма сідловими опорами, без підкладного листа та кільця жорсткості. Кінцеві результати розрахунку наведено нижче.		
15	Параметр, що визначається відстанню від середини опори до днища, γ	$\gamma = 2,83 \frac{a}{D} \sqrt{\frac{S - C}{D}}$	$\gamma = 2,83 \frac{1,35}{2} \sqrt{\frac{0,004 - 0,0011}{2}} = 0,0727$
16	Параметр, який визначається шириною поясу опори, β_1	$\beta_1 = 0,91 \frac{b}{\sqrt{D(S - C)}}$	$\beta_1 = 0,91 \frac{0,3}{\sqrt{2(0,004 - 0,0011)}} = 3,5847$
17	Коефіцієнти, що враховують вплив ширини поясу опори, K_{10} та K_{11}	$K_{10} = \max \left\{ \frac{\exp(-\beta_1) \sin \beta_1}{\beta_1}; 0,25 \right\}$	$K_{10} = \max \left\{ \frac{\exp(-3,5847) \sin 3,5847}{3,5847}; 0,25 \right\} = \max \{-0,0033; 0,25\} = 0,25$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		$K_{11} = \frac{1 - \exp(-\beta_1)\cos\beta_1}{\beta_1}$	$K_{11} = \frac{1 - \exp(-3,5847)\cos 3,5847}{3,5847} = 0,286$
18	Коефіцієнти, що враховують вплив кута охоплення K_{12}, K_{13}, K_{14} <i>Примітка - кут δ_1 беремо у радіанах!</i>	$K_{12} = \frac{1,15 - 0,1432\delta_1}{\sin(0,5\delta_1)},$ $K_{13} = \frac{\max\left\{1,7 - \frac{2,1\delta_1}{\pi}; 0\right\}}{\sin(0,5\delta_1)},$ $K_{14} = \frac{1,45 - 0,43\delta_1}{\sin(0,5\delta_1)}$	$K_{12} = \frac{1,15 - 0,1432 \cdot 2,0944}{\sin(0,5 \cdot 2,0944)} = 0,9816$ $K_{13} = \frac{\max\left\{1,7 - \frac{2,1 \cdot 2,0944}{3,14}; 0\right\}}{\sin(0,5 \cdot 2,0944)} = \frac{\max\{0,3; 0\}}{\sin(0,5 \cdot 2,0944)} = \frac{0,3}{\sin(0,5 \cdot 2,0944)} = 0,3464$ $K_{14} = \frac{1,45 - 0,43 \cdot 2,0944}{\sin(0,5 \cdot 2,0944)} = 0,6344$
19	Коефіцієнти, що враховують вплив відстані від середини опори до днища та кута	$K_{15} = \min\left\{1,0; \frac{0,8\sqrt{\gamma} + 6\gamma}{\delta_1}\right\}$	$K_{15} = \min\left\{1,0; \frac{0,8\sqrt{0,0727} + 6 \cdot 0,0727}{2,0944}\right\} = \min\{1,0; 0,3114\} = 0,3114$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
	охоплення, K_{15}, K_{16}	$K_{16} = 1 - \frac{0,65}{1 + (6\gamma)^2} \sqrt{\frac{\pi}{3\delta_1}}$	$K_{16} =$ $= 1 - \frac{0,65}{1 + (6 \cdot 0,0727)^2} \sqrt{\frac{3,14}{3 \cdot 2,0944}} =$ $= 0,6139$
20	Коефіцієнт, що враховує вплив ширини поясу опори та кута охоплення, K_{17}	$K_{17} = \frac{1}{1 + 0,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{D}{S-C}} \left(\frac{b}{D}\right) \delta_1}$	$K_{17} =$ $= \frac{1}{1 + 0,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{2}{0,004 - 0,0011}} \left(\frac{0,3}{2}\right) 2,0944}$ $= 0,3752$
21	Загальне мембранне меридіональне напруження вигину від вагових навантажень, що діє в області опорного вузла, $\overline{\sigma_{mx}}$, МПа	$\overline{\sigma_{mx}} = \frac{4M_i}{\pi D^2(S-C)}$	$\overline{\sigma_{mx}} = \frac{4 \cdot 0,0636}{3,14 \cdot 2^2(0,004 - 0,0011)} =$ $= 6,9789 \text{ МПа}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
22	Коефіцієнти ϑ_1 , які відображують відношення місцевих мембранних напружень до місцевих напружень вигину у точках 2 та 3 (див. рис. 2.1., а), табл. 2.1.	<p>- у точці 2</p> $\vartheta_1 = -\frac{0,23K_{13}K_{15}}{K_{10}K_{12}}$ <p>- у точці 3</p> $\vartheta_1 = -\frac{0,53K_{11}}{K_{14}K_{16}K_{17}\sin(0,5\delta_1)}$	<p>- у точці 2</p> $\vartheta_1 = -\frac{0,23 \cdot 0,3464 \cdot 0,3114}{0,25 \cdot 0,9816} = -0,1011$ <p>- у точці 3</p> $\vartheta_1 = -\frac{0,53 \cdot 0,286}{0,6344 \cdot 0,6139 \cdot 0,3752 \cdot \sin(0,5 \cdot 2,0944)} = -1,1976$
23	Коефіцієнти ϑ_2 , які враховують ступінь навантаження загальними мембранними напруженнями у точках 2 та 3 (див. рис. 2.1., а), табл. 2.1.	<p>За ϑ_2 приймають одне із значень $\vartheta_{2,1}$ або $\vartheta_{2,2}$, для якого граничне напруження вигину буде найменшим.</p> <p>Якщо тиск внутрішній надлишковий, то p підставляється зі знаком «+». Якщо тиск зовнішній надлишковий, то p підставляється зі знаком «-».</p> <p>- у точці 2</p> $\vartheta_{2,1} = -\bar{\sigma}_{mx} \frac{1}{K_2[\sigma]}$	<p>- у точці 2</p> $\vartheta_{2,1} = -6,9789 \frac{1}{1,25 \cdot 140} = -0,0399$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		$\vartheta_{2,2} = \left[\frac{pD}{4(S - C)} - \bar{\sigma}_{mx} \right] \cdot \frac{1}{K_2[\sigma]}$ <p>- у точці 3</p> $\vartheta_{2,1} = 0$ $\vartheta_{2,2} = \frac{pD}{2(S - C)} \cdot \frac{1}{K_2[\sigma]}$ <p>де $K_2 = 1,25$ для робочих умов, $K_2 = 1,05$ для умов випробувань і монтажу.</p>	$\vartheta_{2,2} = \left[\frac{0,4 \cdot 2}{4(0,004 - 0,0011)} - 6,9789 \right] \cdot \frac{1}{1,25 \cdot 140} = 0,3542$ <p>- у точці 3</p> $\vartheta_{2,1} = 0$ $\vartheta_{2,2} = \frac{0,4 \cdot 2}{2(0,004 - 0,0011)} \cdot \frac{1}{1,25 \cdot 140} = 0,7882$
24	Коефіцієнт K_1 .	<p>При розрахунку коефіцієнту K_1, якщо $\vartheta_2 < 0$, то беруть його абсолютне значення (по модулю), а знак для ϑ_1 змінюють на протилежний. Далі обирають менше значення K_1.</p> $K_1 = \frac{1 - \vartheta_2^2}{\left(\frac{1}{3} + \vartheta_1 \vartheta_2\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \vartheta_1 \vartheta_2\right)^2 + (1 - \vartheta_2^2) \vartheta_1^2}}$	<p>- у точці 2</p> <p>Оскільки $\vartheta_{2,1} < 0$, то $\vartheta_2 = \vartheta_{2,1} = 0,0399$, а $\vartheta_1 = 0,1011$, тоді</p> $K_1 = 1,448$ <p>Оскільки $\vartheta_{2,2} > 0$, то $\vartheta_2 = \vartheta_{2,2} = 0,3542$, а $\vartheta_1 = -0,1011$, тоді</p> $K_1 = 2,2043$ $K_1 = \min\{1,448; 2,2043\} = 1,448$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
			- у точці 3 $\vartheta_2 = \vartheta_{2,1} = 0, \vartheta_1 = -1,1976$ $K_1 = 0,6267$ Оскільки $\vartheta_{2,2} > 0$, то $\vartheta_2 = \vartheta_{2,2} = 0,7882$, а $\vartheta_1 = -1,1976$ $K_1 = 0,8856$ $K_1 = \min\{0,6267; 0,8856\} = 0,6267$
Перевірка умови міцності			
25	Граничне напруження вигину в місці кріплення опор, $[\sigma_i]$, МПа	$[\sigma_i] = K_1 K_2 [\sigma]$	- у точці 2 $[\sigma_i]_2 = 1,448 \cdot 1,25 \cdot 140 = 253,4$ МПа - у точці 3 $[\sigma_i]_3 = 0,6267 \cdot 1,25 \cdot 140 = 109,7$ МПа
26	Допустиме опорне зусилля від напруження в меридіональному напрямку (точка 2) $[F]_2$, МН	$[F]_2 = \frac{0,7[\sigma_i]_2(S - C)\sqrt{D(S - C)}}{K_{10}K_{12}}$	$[F]_2 = \frac{0,7 \cdot 253,4 \cdot (0,004 - 0,0011)\sqrt{2(0,004 - 0,0011)}}{0,25 \cdot 0,9816} = 0,1596$ МН

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
27	Допустиме опорне зусилля від напруження в коловому напрямку (точка 3), $[F]_3$, МН	$[F]_3 = \frac{0,9[\sigma_i]_3(S - C)\sqrt{D(S - C)}}{K_{14}K_{16}K_{17}}$	$[F]_3 = \frac{0,9 \cdot 109,7 \cdot (0,004 - 0,0011) \sqrt{2(0,004 - 0,0011)}}{0,6344 \cdot 0,6139 \cdot 0,3752} = 0,1492 \text{ МН}$
28	Умова міцності для обичайки без підкладних листів в місці опори	$F_i \leq \min\{[F]_2; [F]_3\}$	$\min\{0,1596; 0,1492\} = 0,1492 \text{ МН}$ $0,1167 \text{ МН} < 0,1492 \text{ МН}$ <p>Умова міцності виконується</p>
Перевірка умови стійкості			
29	Ефективна осьова сила від місцевих мембранних напружень, що діють в області опори, F_e , МН	$F_e = 0,25F_i \pi K_{13} K_{15} \sqrt{\frac{D}{S - C}}$	$F_e = 0,25 \cdot 0,1167 \cdot 3,14 \cdot 0,3464 \cdot 0,3114 \sqrt{\frac{2}{0,004 - 0,0011}} = 0,2596 \text{ МН}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
30	Допустима осьова стиску-юча сила з умови міцності, $[F]_{\sigma}$, МН	$[F]_{\sigma} = \pi(D + S - C)(S - C)[\sigma].$	$[F]_{\sigma} = 3,14 \cdot (2 + 0,004 - 0,0011) \cdot (0,004 - 0,0011) \cdot 140 = 2,5547 \text{ МН}$
31	Допустима осьова стиску-юча сила з умови стійкості в границях пружності якщо $l_R/D \leq 10$, $[F]_{E1}$, МН де розрахункова довжина l_R , м: - для конструктивної схеми «а» (рис. 4.1, а) - для конструктивної схеми «б» (рис. 4.1, б)	$\frac{l_R}{D} \leq 10$ $[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5}.$ $l_R = L + \frac{4}{3} H$ $l_R = L + \frac{2H}{3}$	Для конструктивної схеми «а»: $\frac{l_R}{D} = \frac{11,57}{2} = 5,785 < 10$ $[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 1,9 \cdot 10^5}{2,4} 2^2 \left[\frac{100(0,004 - 0,0011)}{2} \right]^{2,5} = 0,7859 \text{ МН}$ $l_R = 10,9 + \frac{4}{3} \cdot 0,5 = 11,57 \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
	- для конструктивної схеми «в» (рис. 4.1, в) - для конструктивної схеми «г» (рис. 4.1, г)	$l_R = L$ $l_R = L_1$	— —
32	Допустима осьова стискаюча сила з умов загальної стійкості в границях пружності, $[F]_{E2}$, МН (визначається якщо $l_R/D > 10$)	$[F]_{E2} = \pi(D + S - C)(S - C) \frac{E}{n_y} \left(\frac{\pi}{\lambda} \right)^2$ <p>де λ – гнучкість, див. п. 40</p>	—
33	Допустима осьова стискаюча сила з умови стійкості в границях пружності якщо $l_R/D > 10$	$[F]_E = \min \{ [F]_{E1}; [F]_{E2} \}$	—

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
34	Гнучкість, λ	$\lambda = \frac{2,83l_{np}}{D + S - C}.$ <p>Зведена довжина циліндричної обичайки l_{np} визначається залежно від закріплення обичайки (табл. 3.1).</p>	–
35	Допустима осьова стиску-юча сила з умов міцності і стійкості, $[F]$, МН	$[F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{\sigma}}{[F]_E}\right)^2}}.$	$[F]_E = [F]_{E1} = 0,7859 \text{ МН}$ $[F] = \frac{2,5547}{\sqrt{1 + \left(\frac{2,5547}{0,7859}\right)^2}} = 0,7512 \text{ МН}$
36	Допустима поперечна сила з умови міцності, $[Q]_{\sigma}$, МН	$[Q]_{\sigma} = \frac{\pi D(S - C)}{4} [\sigma].$	$[Q]_{\sigma} = \frac{3,14 \cdot 2 \cdot (0,004 - 0,0011)}{4} \cdot 140$ $= 0,6377 \text{ МН}$
37	Допустима поперечна сила з умови стійкості в границях пружності, $[Q]_E$, МН	$[Q]_E = \frac{2,4E(S - C)^2}{n_y} \left[0,18 + 3,3 \frac{D(S - C)}{l_R^2} \right]$	$[Q]_E =$ $= \frac{2,4 \cdot 1,9 \cdot 10^5 (0,004 - 0,0011)^2}{2,4} \left[0,18$ $+ 3,3 \frac{2 \cdot (0,004 - 0,0011)}{11,57^2} \right] =$ $= 0,2879 \text{ МН}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
38	Допустима поперечна сила з умов міцності і стійкості, $[Q]$, МН	$[Q] = \frac{[Q]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[Q]_{\sigma}}{[Q]_E}\right)^2}}$	$[Q] = \frac{0,6377}{\sqrt{1 + \left(\frac{0,6377}{0,2879}\right)^2}} = 0,2624 \text{ МН}$
39	Для посудин навантажених зовнішнім тиском, при перевірці умови міцності визначають допустимий зовнішній тиск з урахуванням умов міцності і стійкості для робочих умов $[p]$.	<p>де</p> $[p] = \frac{[p]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_{\sigma}}{[p]_E}\right)^2}}$ $[p]_{\sigma} = \frac{2[\sigma](S - C)}{D + S - C},$ $[p]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E}{n_y B_1} \cdot \frac{D}{l_R} \left[\frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5},$ $B_1 = \min \left\{ 1; \frac{9,45D}{l_R} \sqrt{\frac{D}{100(S - C)}} \right\}.$	<p>—</p> <p>—</p> <p>—</p> <p>—</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
40	Перевірка умови стійкості циліндричної обичайки в області опорного вузла: - для посудини навантаженої внутрішнім надлишковим тиском - для посудини навантаженої зовнішнім надлишковим тиском	$\frac{ F_e }{[F]} + \frac{ M_i }{[M]} + \left(\frac{Q_i}{[Q]}\right)^2 \leq 1$ $\frac{ p }{[p]} + \frac{ F_e }{[F]} + \frac{ M_i }{[M]} + \left(\frac{Q_i}{[Q]}\right)^2 \leq 1$	$\frac{ 0,2596 }{0,7512} + \frac{ 0,0636 }{0,4255} + \left(\frac{0,0583}{0,2624}\right)^2 =$ $= 0,3456 + 0,1494 + 0,0494 < 1$ Розрахунок $[M] = 0,4255$ МН · м аналогічний пп.17-18 табл. 4.3 Умова стійкості виконується –
Перевірили несучу спроможність обичайки без підкладного листа та кільця жорсткості в області опорного вузла. Умови міцності та стійкості циліндричної обичайки виконуються. Підкладний лист та кільце жорсткості не потрібні.			
41	Якщо не виконується умова міцності або умова стійкості, чи обидві умови, підкріпити опорний вузол підкладним листом. У разі необхідності приварити підкладний лист шириною $b_2 = 0,45$ м, товщиною $S_2 = 0,004$ м, з кутом охоплення посудини $\delta_2 = 150^\circ$. Розрахунок провести за пп. 48 – 78, табл. 4.3		
42	У разі використання кільця жорсткості, розрахунок провести відповідно до кільцевого профілю за пп. 79 – 87, табл. 4.3.		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Андреев І. А. Конструювання і розрахунок типового устаткування хімічних виробництв. Основні положення. Елементи тонкостінних посудин, навантажених внутрішнім тиском: навч. посіб. Київ: “Видавництво «Політехніка» ”, 2011. 272 с.

2. Андреев І. А., Мікульонок І. О. Розрахунок, конструювання і надійність обладнання хімічних виробництв: термінологічний словник. Київ: ІВЦ “Видавництво «Політехніка»”, 2002. 216 с.

3. Андреев І. А., Зубрій О. Г., Мікульонок І. О. Застосування матеріалів у хімічному машинобудуванні. Сталі й чавуни: навч. посіб. Київ: ІЗМН, 1999. 148 с.

4. Андреев І. А. Конструювання і розрахунок елементів тонкостінних посудин та апаратів, які знаходяться під зовнішніми навантаженнями: навч. посіб. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. 121 с. URL: <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/23885>.

5. ГОСТ 34233.5-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность. Расчёт обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок. (Міждержавний стандарт). [Чинний від 2018-08-01]. Вид. офіц. М.: Стандартиформ, 2019. 33 с.

6. ГОСТ 34233.1–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность. Общие требования. (Міждержавний стандарт). [Чинний від 2018-08-01]. Вид. офіц. М.: Стандартиформ, 2018. 30 с.

7. ГОСТ 34233.2–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность. Расчёт цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек. (Міждержавний стандарт). [Чинний від 2018-08-01]. Вид. офіц. М.: Стандартиформ, 2018. 54 с.

8. ОСТ 26-2091-93 (на заміну ОСТ 26-2091-80) Опоры горизонтальных сосудов и аппаратов. Конструкция, размеры и технические требования. (Отраслевой стандарт). [Чинний від 1993-07-01]. Вид. офіц.: Роскоммаш, 1993. 37 с. Код за Державним класифікатором ДК 004-008 - 71.120.99.

ДОДАТКИ

Додаток А. Допустимі напруження сталей

Властивості конструкційних матеріалів подані за ГОСТ 34233.1–2017 [6].

Таблиця А.1. Допустимі напруження для вуглецевих і низьколегованих марганцевистих і марганцевекрем'янистих сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Допустиме напруження [σ], МПа, для сталей марок																									
	Ст3		09Г2С, 16ГС				20, 20К		10	10Г2, 09Г2				17ГС, 17Г1С, 10Г2С1												
	Товщина, мм																									
	до 20		понад 20		до 32		понад 32		до 160																	
	Розрахунковий ресурс, год.																									
10 ⁵		2·10 ⁵		10 ⁵		2·10 ⁵		10 ⁵		2·10 ⁵		10 ⁵		2·10 ⁵		10 ⁵		2·10 ⁵		10 ⁵		2·10 ⁵				
20	154		140		196		183		147		130		180		183											
100	149		134		177		160		142		125		160		160											
150	145		131		171		154		139		122		154		154											
200	142		126		165		148		136		118		148		148											
250	131		120		162		145		132		112		145		145											
300	115		108		151		134		119		100		134		134											
350	105		98		140		123		106		88		123		123											
375	93		93		133		116		98		82		108		116											
400	85	68	85	68	122		105		92	74	77	61	92	78	105											
410	81	65	81	65	104		104		86	69	75	60	86	73	104											
420	75	60	75	60	92		92		80	64	72	57	80	68	92											
430	71*	57*	71*	57*	86	73	86	73	75	60	68	54	75	64	86	73										
440	–		–		78	66	78	66	67	53	60	48	67	57	78	66										
450	–		–		71	53	71	53	61	49	53	42	61	46	71	53										
460	–		–		64	48	64	48	55	44	47	37	55	41	64	48										
470	–		–		56	42	56	42	49	39	42	33	49	37	56	42										
475	–		–		53	40	53	40	46	36	37	29	46	34	53	40										

*Для розрахункової температури стінки 425 °С.

Примітки. 1. Якщо розрахункові температури нижчі від 20 °С, допустимі напруження беруть такими самими, як і за температури 20 °С для допустимого застосування матеріалу за цієї температури.

2. Для проміжних розрахункових температур стінки допустиме напруження визначають лінійною інтерполяцією з округленням результатів до 0,5 МПа у бік меншого значення.

3. Для сталі марки 20, якщо $R_T^{20} < 220$ МПа допустимі напруження, що зазначені в таблиці, помножують на відношення $R_T^{20} / 220$.

4. Для сталі марки 10Г2, якщо $R_{0,2}^{20} < 270$ МПа допустимі напруження, що зазначені в таблиці, помножують на відношення $R_{0,2}^{20} / 270$.

Таблиця А.2. Допустимі напруження для теплостійких хромомолібденових сталей

Розрахункова температура стінки, °С	Допустиме напруження $[\sigma]$, МПа для сталей марок											
	12ХМ		12МХ		15ХМ		15Х5М		15Х5М-У		10Х2М1А-А	
	Розрахунковий ресурс, год.											
	10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁵	2·10 ⁵
20	147		147		155		146		240		204	
100	146,5		146,5		153		141		235		190	
150	146		146		152,5		138		230		180	
200	145		145		152		134		225		175	
250	145		145		152		127		220		170	
300	141		141		147		120		210		168	
350	137		137		142		114		200		165	
375	135		135		140		110		180		163	
400	132		132		137		105		170		160	
410	130		130		136		103		160		159	
420	129		129		135		101		150		158	
430	127		127		134		99		140	119	156	
440	126		126		132		96		135	115	155	
450	126		126		132		96		130	110	154	
460	126		126		132		96		126	107	140	
470	117		117		122		89	75	122	104	130	
480	114		114		117		86	73	116	100	120	107
490	105	89	105	89	107	91	83	70	114	97	104	93
500	96	72	96	72	99	74	79	59	108	81	88	78
510	82	61	82	61	84	63	72	54	97	73	80	71
520	69	52	69	52	74	55	66	50	85	64	70	62
530	60	45	57	43	67	50	60	45	72	54	60	53
540	50	37	47	35	57	43	54	40	58	43	52	45
550	41	31	–	–	49	37	47	35	52	39	45	38
560	33	25	–	–	41	31	40	30	45	34	38	33
570	–	–	–	–	–	–	35	26	40	30	32	27
580	–	–	–	–	–	–	30	22	34	25	27	23
590	–	–	–	–	–	–	28	21	30	22	24	20
600	–	–	–	–	–	–	25	19	25	19	19	16
610	–	–	–	–	–	–	20	15	20	15	17	–
620	–	–	–	–	–	–	18	13	18	13	14	–
630	–	–	–	–	–	–	17	12	17	12	11	–
640	–	–	–	–	–	–	16	11	16	11	10	–
650	–	–	–	–	–	–	14	10	14	10	9	–

Примітки 1 При розрахункових температурах нижче 20°С допустимі напруження приймають такими ж, як при 20°С при умови допустимого застосування матеріалу при даній температурі.

2 Для проміжних розрахункових температур стінки допустиме напруження визначають лінійною інтерполяцією з округленням результатів до 0,5 МПа у бік меншого значення.

3 Вище risks наведені значення допустимих напружень, що не залежать від розрахункового ресурсу.

Розрахунковий ресурс роботи в умовах повзучості визначають за умовами навантаження і тривалості роботи посудини при повзучості.

Таблиця А.3. Допустимі напруження для жароміцних, жаростійких і корозійностійких сталей аустенітного класу

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Допустиме напруження $[\sigma]$, МПа для сталей марок							
	03X21H21M4ГБ	03X18H11	03X17H14M3	08X18H10T, 08X18H12T, 08X17H13M2T, 08X17H15M3T		12X18H10T, 12X18H12T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T		10X14Г14Н4Т
				Розрахунковий ресурс, год.				
				10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁵	2·10 ⁵	
20	180	160	153	168		184		167
100	173	133	140	156		174		153
150	171	125	130	148		168		146
200	171	120	120	140		160		137
250	167	115	113	132		154		130
300	149	112	103	123		148		123
350	143	108	101	113		144		118
375	141	107	90	108		140		115
400	140	107	87	103		137		113
410	–	107	83	102		136		112
420	–	107	82	101		135		111
430	–	107	81	100,5		134		110
440	–	107	81	100		133		109
450	–	107	80	99		132		108
460	–	–	–	98		131		–
470	–	–	–	97,5		130		–
480	–	–	–	97		129		–
490	–	–	–	96		128		–
500	–	–	–	95		127		–
510	–	–	–	94		126		–
520	–	–	–	79		125		–
530	–	–	–	79	71	124	111	–
540	–	–	–	78	70	111	100	–
550	–	–	–	76	68	111	99	–
560	–	–	–	73	66	101	91	–
570	–	–	–	69	62	97	87	–
580	–	–	–	65	58	90	81	–
590	–	–	–	61	55	81	73	–
600	–	–	–	57	46	74	59	–
610	–	–	–	–	–	68	54	–
620	–	–	–	–	–	62	50	–
630	–	–	–	–	–	57	45	–
640	–	–	–	–	–	52	41	–

Продовження табл. А.3

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Допустиме напруження $[\sigma]$, МПа для сталей марок							
	03X21Н21М4ГБ	03X18Н11	03X17Н14М3	08X18Н10Т, 08X18Н12Т, 08X17Н13М2Т, 08X17Н15М3Т		12X18Н10Т, 12X18Н12Т, 10X17Н13М2Т, 10X17Н13М3Т		10X14Г14Н4Т
				Розрахунковий ресурс, год.				
				10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁵	2·10 ⁵	
650	–	–	–	–	–	48	38	–
660	–	–	–	–	–	45	36	–
670	–	–	–	–	–	42	33	–
680	–	–	–	–	–	38	30	–
690	–	–	–	–	–	34	27	–
700	–	–	–	–	–	30	24	–

Примітки до таблиці А3 1 При розрахункових температурах нижче 20°С допустимі напруження приймають такими ж, як при 20°С при умови допустимого застосування матеріалу при даній температурі.

2 Для проміжних розрахункових температур стінки допустиме напруження визначають інтерполяцією двох найближчих табличних значень з округленням результатів до 0,5 МПа у бік меншого значення.

3 Для поковок зі сталі марок 12X18Н10Т, 10X17Н13М2Т, 10X17Н13М3Т допустимі напруження, наведені в цій таблиці, при температурах не вище 550°С множать на 0,83.

4 Для сортового прокату зі сталі марок 12X18Н10Т, 10X17Н13М2Т, 10X17Н13М3Т допустимі напруження, наведені в цій таблиці, при температурах не вище 550°С множать на відношення $R_{0,2}^{20}/240$.

5 Для поковок і сортового прокату зі сталі марки 08X18Н10Т допустимі напруження, наведені в цій таблиці, при температурах не вище 550°С множать на 0,95.

6 Для поковок зі сталі марки 03X17Н14М3 допустимі напруження, наведені в цій таблиці, множать на 0,9.

7 Для поковок зі сталі марки 03X18Н11 допустимі напруження, наведені в цій таблиці, множать на 0,9; для сортового прокату зі сталі марки 03X18Н11 допустимі напруження множать на 0,8.

8 Для труб зі сталі марки 03X21Н21М4ГБ допустимі напруження, наведені в цій таблиці, множать на 0,88.

9 Для поковок зі сталі марки 03X21Н21М4ГБ допустимі напруження, наведені в цій таблиці, множать на відношення $R_{0,2}^{20}/250$.

10 Вище risks наведені значення допустимих напружень, що не залежать від розрахункового ресурсу.

Розрахунковий ресурс роботи в умовах повзучості визначають за умовами навантаження і тривалості роботи посудини при повзучості.

Таблиця А.4. Допустимі напруження для жароміцних, жаростійких і корозійностійких сталей аустенітного і аустенітно-феритного класу і сплавів на залізонікелевій основі

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Допустиме напруження $[\sigma]$, МПа для сталей марок					
	08X18Г8Н2Т	07X13АГ20	02X8Н22С6	15X18Н12С4ТЮ	06ХН28МДТ, 03ХН28МДТ	08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т
20	230	233	133	233	147	233
100	206	173	106,5	220	138	200
150	190	153	100	206,5	130	193
200	175	133	90	200	124	188,5
250	160	127	83	186,5	117	166,5
300	144	120	76,5	180	110	160
350	–	113	–	–	107	–
375	–	110	–	–	105	–
400	–	107	–	–	103	–

Примітки 1. При розрахункових температурах нижче 20°С допустимі напруження приймають такими ж, як при 20°С при умови допустимого застосування матеріалу при даній температурі.

2. Для проміжних розрахункових температур стінки допустиме напруження визначають інтерполяцією двох найближчих табличних значень з округленням результатів до 0,5 МПа у бік меншого значення.

Таблиця А.5. Допустимі напруження для алюмінію і його сплавів

Розрахункова температура, °С	Допустиме напруження $[\sigma]$, МПа для алюмінію і його сплавів марок				
	А85М, А8М	АДМ, АДОМ, АД1М	АМцМ, АМцСМ	АМг2М, АМг3М	АМг5М, АМг6М
20	16	20	33	47	73
50	15	19	31	47	69
100	14	17	28	45	61
120	13	14	25	44	58
130	12	13	24	40	52
140	11	12	19	34	46
150	11	11	16	31	40

Примітки 1 Допустимі напруження наведені для алюмінію і його сплавів у відпаленому стані.

2 Допустимі напруження наведені для товщин листів і плит алюмінію марок А85М, А8М не більше 30 мм, інших марок – не більше 60 мм.

3 Для проміжних значень розрахункових температур стінки допустимі напруження визначають лінійною інтерполяцією з округленням результатів до 0,1 МПа у бік меншого значення.

Таблиця А.6. Допустимі напруження для міді і її сплавів

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Допустиме напруження $[\sigma]$, МПа для міді і її сплавів					
	М2	М3	МЗр	Л63, ЛС59-1	ЛО62-1	ЛЖМц59-1-1
20	51	54	54	70	108	136
50	49	50	51	67	106	134
100	48	45	46	63	100	124
150	43	42	42	60	95	120
200	38	39	38	57	90	106
210	–	38	37	55	80	97
220	–	37	36	52	70	85
230	–	36	35	42	60	69
240	–	34	34	34	50	51
250	–	33	33	33	40	30

Примітки 1 Допустимі напруження наведені для міді та її сплавів у відпаленому стані.

2 Допустимі напруження наведені для товщин листів від 3 до 10 мм.

3 Для проміжних значень розрахункових температур стінки допустимі напруження визначають лінійною інтерполяцією з округленням результатів до 0,1 МПа у бік меншого значення.

Таблиця А.7. Допустимі напруження для титану і його сплавів

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Допустиме напруження $[\sigma]$, МПа для титанового листового прокату і прокатних труб			
	BT1-0	OT4-0	AT3	BT1-00
20	143	181	226	113
100	126	156	199	96
200	106	129	169	75
250	94	118	162	64
300	85	96	156	55
350	–	94	143	–
400	–	92	–	–

Примітки 1. При розрахункових температурах нижче 20°С допустимі напруження приймають такими ж, як при 20°С при умови допустимого застосування матеріалу при даній температурі.

2. Для поковок і прутків допустимі напруження, зазначені в цій таблиці, множать на 0,8.

Додаток Б. Коефіцієнти міцності зварних швів

Таблиця Б.1. Коефіцієнти міцності зварних швів за ГОСТ 34233.1–2017 [6]

Вид зварного шва і спосіб зварювання	Значення коефіцієнта міцності зварного шва для посудин і апаратів із сталі і сплавів	
	Довжина швів, що контролюються, становить 100 % від загальної довжини	Довжина швів, що контролюються, становить 10–50 % від загальної довжини
Стиковий двосторонній з повним проплавленням або кутовий двосторонній з повним проплавленням таврового з'єднання, що виконується автоматичним або напівавтоматичним зварюванням	1,0	0,9
Стиковий з підварюванням кореня шва з повним проплавленням або кутовий двосторонній з повним проплавленням таврового з'єднання, що виконується вручну	1,0	0,9
Стиковий, що доступний для зварювання тільки з одного боку і що має у процесі зварювання металеву підкладку з боку кореня шва, коли підкладка прилягає по всій довжині шва до основного металу	0,9	0,8
Кутовий двосторонній з неповним проплавленням таврового з'єднання	0,8	0,65
Стиковий, що виконується автоматичним і напівавтоматичним зварюванням з одного боку з флюсовою або керамічною підкладкою	0,9	0,8
Стиковий, що виконується вручну з одного боку	0,9	0,65

Додаток В. Модулі поздовжньої пружності в умовах розтягу
Таблиця В.1. Модулі поздовжньої пружності в умовах розтягу за
ГОСТ 34233.1–2017 [6]

Матеріал	Модуль поздовжньої пружності $E \cdot 10^{-5}$, МПа, при температурі, °С													
	20	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
Вуглецеві і низьколеговані сталі	1,99	1,91	1,86	1,81	1,76	1,71	1,64	1,55	1,40	–	–	–	–	–
Теплотривкі і корозійно- стійкі хромисті сталі	2,15	2,15	2,05	1,98	1,95	1,90	1,84	1,78	1,71	1,63	1,54	1,40	–	–
Жароміцні і жаростійкі аустенітні сталі і сплави на залізонікелевій основі	2,00	2,00	1,99	1,97	1,94	1,90	1,85	1,80	1,74	1,67	1,60	1,52	1,43	1,32
Алюміній і його сплави	0,72	0,69	0,67	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Мідь	1,24	1,21	1,19	1,17	1,15	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Сплави на основі міді	1,05	1,02	1,00	0,98	0,97	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Титан	1,15	1,10	1,06	1,01	0,95	0,88	–	–	–	–	–	–	–	–
Сплави титану	1,10	1,06	1,02	0,96	0,90	0,83	0,76	0,70	–	–	–	–	–	–